



TUGAS AKHIR - TM 145502

PERENCANAAN ULANG *IMPELLER* POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA AIR BERSIH PADA UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN

WAHYU GIANT SETYO UTOMO
NRP. 102115 00000 025

Dosen Pembimbing
Dedy Zuhlidayat N ,ST ,MT ,PhD.
NIP. 19751206 200501 1 002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG *IMPELLER* POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA AIR BERSIH
PADA UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN**

**WAHYU GIANT SETYO UTOMO
NRP. 10211500000025**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat N ,ST ,MT ,PhD
NIP.19751206 200501 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**REDESIGN IMPELLER OF CENTRIFUGAL PUMP WITH
THE WORKING FLUID IS CLEAN WATER AT UNIT IPA
PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN**

**WAHYU GIANT SETYO UTOMO
NRP. 10211500000025**

**Consellor Lecture
Dedy Zulhidayat N ,ST ,MT ,PhD
NIP.19751206 200501 1 002**

**DIPLOMA III
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN ULANG *IMPELLER* POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA AIR BERSIH PADA UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

WAHYU GIANT SETYO UTOMO

NRP. 10211500000025

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :



Pembimbing

Dedy Zuldayat N.,ST.,MT.,PhD

NIP 19751206 200501 1 002

SURABAYA, JULI 2018

PERENCANAAN ULANG IMPELLER POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA AIR BERSIH PADA UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN

Nama Mahasiswa : Wahyu Giant Setyo Utomo
NRP : 10211500000025
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor ST, MT, PhD.

Abstrak

PDAM Lamongan merupakan salah satu unit usaha milik daerah yang bergerak dalam distribusi air bersih bagi masyarakat kota Lamongan. Pada Unit IPA Plosowahyu di PDAM Lamongan mampu mendistribusikan air bersih sekitar 80 l/s sampai 90 l/s dari 100 l/s yang diharapkan. Dalam mendistribusikan air bersih, Unit IPA Plosowahyu di PDAM Lamongan menggunakan double speed pump sebagai mesin konversi energi.

Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan ulang impeller pompa sentrifugal dengan head, kapasitas, dan putaran motor yang telah ditentukan. Perhitungan nilai kecepatan spesifik untuk menentukan bentuk impeller, perhitungan daya motor penggerak dan perhitungan dimensi utama pada impeller.

Pada analisis dan perhitungan ulang ini didapatkan nilai kecepatan spesifik sebesar 15,06 (roda tekanan tinggi), daya motor penggerak sebesar 118,83 kW, ukuran utama pada impeller pompa sentrifugal dengan diameter poros sebesar 50 mm, tegangan torsi aman bahan poros (SNC2) sebesar 69,413 N/mm², diameter mata impeller sebesar 0,206 m, diameter luar impeller sebesar 0,515 m, ($\alpha_1 = 90^\circ$), ($\beta_1 = 15,79^\circ$), ($\alpha_2 = 7,18^\circ$), ($\beta_2 = 38^\circ$), lebar laluan pada sisi masuk sebesar 0,0356 m, lebar laluan pada sisi keluar sebesar 0,016 m, dan jumlah sudu impeller sebanyak 7 buah.

Kata kunci : pompa, air bersih, impeller, kapasitas, head

REDESIGN IMPELLER OF CENTRIFUGAL PUMP WITH THE WORKING FLUID IS CLEAN WATER AT UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN

Student's Name : Wahyu Giant Setyo Utomo
Student's Number : 10211500000025
Department : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS
Academic Advisor : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD.

Abstract

PDAM Lamongan is one of the business unit belongs to an area that is engaged in the distribution of clean water for the peoples of the town of Lamongan. On the Unit Plosowahyu in IPA PDAM Lamongan is able to distribute clean water about 80 l/s to 90 l/s of 100 l/s is expected. In distributing clean water, Unit Plosowahyu in IPA PDAM Lamongan using double speed pump as energy conversion machine.

In this final project obtained recount impeller centrifugal pumps with head, capacity, and the rotation of the motor. Calculation the specific speed value to determine the shape of the impeller, calculation the driving motor power and calculation of main dimensions on the impeller.

In this analysys and recalculation, of these obtained values of specific speed of 15.06 (high pressure wheel), the motor power is 118,83 kW, the primary measure on centrifugal pump impeller with a diameter of shaft 50 mm, torsion shaft materials safe (SNC2) is 69,413 N/mm², diameter eye of impeller is 0,206 m, diameter outside of impeller is 0,515 m, ($\alpha_1 = 90^\circ$), ($\beta_1 = 15,79^\circ$), ($\alpha_2 = 7,18^\circ$), ($\beta_2 = 38^\circ$), the width of passageways on the inlets is 0,0356 m, the width of passageways on the outlets is 0,016 m, and the number of vanes the impeller is 7.

Keywords : pump, clean water, impeller, capacity, head

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, serta tak lupa sholawat dan salam penulis ucapkan kepada Rasullullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Sehingga penulis buku ini dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PERENCANAAN ULANG *IMPELLER* POMPA SENTRIFUGAL DENGAN FLUIDA KERJA AIR BERSIH PADA UNIT IPA PLOSOWAHYU PDAM LAMONGAN”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Bapak Dedy Zulhidayat Noor ST, MT ,PhD.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. **Bapak Ir Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. **Bapak Ir Hari Subiyanto MSc.** selaku dosen wali selama penulis kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.
5. **Bapak Gianto dan Ibu Siti** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga lain penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta do’a yang tak pernah putus selama ini.
6. Seluruh karyawan PDAM LAMONGAN atas bantuam dan kepercayaan yang telah diberikan.

7. **Shalahuddin al-ayyubi**, selaku *partner* dalam pengerjaan tugas akhir ini.
8. **Rohman, Budi, Atok, Sakti, dan Tia**, selaku rekan satu bimbingan tugas akhir.
9. **Faris dan Dini**, selaku *partner* kerja praktek selama satu bulan di PT.PETROKIMIA Gresik.
10. **Baqir, Dio, Fajar, Wim, Gede, Dendy, Bima, Bondan, Febi Adi, dan Farobi** yang telah memberi dukungan serta doa kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
11. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 yang selalu membantu dan mendukung penulis.
12. **Dede Wulanita Sari**, yang selalu memberi motivasi kepada penulis.
13. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan beribu kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Saya sebagai makhluk Allah SWT, manusia biasa, saya menyadari bahwasannya penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu , saya mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK INDONESIA	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN 1

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan dan Manfaat.....	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI 5

2.1 Pengertian Pompa	5
2.2 Klasifikasi Pompa	5
2.2.1 Pompa Positive Displacement	5
2.2.1.1 Pompa <i>Reciprocating</i>	6
2.2.1.2 Pompa <i>Rotary</i>	10
2.2.2 <i>Dynamic Pump</i>	13
2.2.2.1 Pompa Sentrifugal	13
2.3 Putaran Spesifik dan Bentuk Impeler	20
2.4 Efisiensi	21
2.5 Daya Motor Penggerak	23
2.6 Ukuran-ukuran Utama Pada Pompa Sentrifugal	24
2.6.1 Diameter Poros Pompa	24
2.6.2 Sisi Masuk Impeler.....	25
2.6.2.1 Diameter Mata Impeler.....	25
2.6.2.2 Kecepatan Keliling Sisi Masuk Impeler.....	26

2.6.2.3 Sudut Sisi Masuk (β_1)	26
2.6.2.4 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeller.....	27
2.6.2.5 Lebar Impeler Pada Sisi Masuk.....	28
2.6.3 Sisi Luar Impeler	28
2.6.3.1 Kecepatan Meridian (C_{m2}) dan Sudut Keluar (β_2).....	28
2.6.3.2 Kecepatan Peripheral (U_2)	29
2.6.3.3 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar	30
2.6.3.4 Diameter Luar Impeller (D_2)	31
2.6.3.5 Lebar Impeller Sisi Keluar	32
2.6.4 Sudu-sudu Impeller	32
2.6.4.1 Jumlah Sudu-sudu Impeller.....	32
2.6.4.2 Jarak Pembagi Sudu	32
2.7 <i>Volute Casing</i>	33
2.7.1 Perhitungan <i>Volute Casing</i>	36
BAB III METODOLOGI.....	39
3.1 Persiapan Awal	39
3.2 Pengambilan Data.....	39
3.3 Analisa Data	42
3.4 Perhitungan.....	42
3.5 <i>Flow Chart</i>	42
BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN	51
4.1 Pemilihan Jenis dan Tingkat Impeller Pada Pompa	51
4.2 Perhitungan Daya Motor Penggerak.....	52
4.3 Ukuran-ukuran Utama Pada Impeller Pompa Sentrifugal	54
4.3.1 Perhitungan Diameter Poros.....	54
4.3.2 Perhitungan Sisi Masuk Impeller	56
4.3.2.1 Diameter Mata Impeller	56
4.3.2.2 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeller dan Sudut Sisi Masuk (β_1).....	57
4.3.3 Lebar Lajuan Pada Sisi Masuk (b_1)	59
4.3.4 Perhitungan Sisi Keluar Impeller	59
4.3.4.1 Kecepatan Absolut ke Arah Radial ($C_{m2} = C_{2r}$) dan Sudut Keluar (β_2)	59

4.3.4.2 Diameter Luar Impeller	62
4.3.4.3 Sudu-sudu Impeller	62
4.3.4.4 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeller.....	64
4.3.5 Lebar Laluan Pada Sisi Keluar (b_2).....	66
BAB V KESIMPULAN.....	67
5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran.....	68
 DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Reciprocating pumps</i>	7
Gambar 2.2 Pompa diafragma penggerak hidrolik.....	8
Gambar 2.3 Pompa diafragma penggerak angin.....	10
Gambar 2.4 <i>External gear pump</i>	11
Gambar 2.5 <i>Internal gear pump</i>	11
Gambar 2.6 <i>Lope pump</i>	11
Gambar 2.7 <i>Screw pump</i>	12
Gambar 2.8 <i>Sliding vanes</i>	13
Gambar 2.9 Pompa aliran aksial.....	14
Gambar 2.10 <i>Mixed Flow</i> impeler tertutup.....	14
Gambar 2.11 <i>Mixed flow sami-aksial</i>	15
Gambar 2.12 Pompa aliran radial.....	15
Gambar 2.13 <i>Pheriperal Pump</i>	16
Gambar 2.14 Bagian-bagian pompa sentrifugal.....	17
Gambar 2.15 Jenis –jenis impeller sesuai kecepatan spesifik.....	21
Gambar 2.16 Randemen efektif.....	24
Gambar 2.17 Hubungan kecepatan sisi masuk izin.....	26
Gambar 2.18 Segitiga kecepatan masuk impeller.....	27
Gambar 2.19 K_{cm} vs n_{sq}	29
Gambar 2.20 Segitiga kecepatan keluar impeller.....	31
Gambar 2.21 Berbagai bentuk <i>casing volute</i>	34
Gambar 2.22 <i>Diffuser pump</i>	34
Gambar 2.23 Bentuk- bentuk penampang <i>volute</i>	35
Gambar 2.24 Skematik <i>spiral casing</i> pada <i>outlet</i>	35
Gambar 2.25 Lebar <i>volute</i>	37
Gambar 3.1 Diagram alir urutan pengerjaan tugas akhir.....	42
Gambar 3.2 Diagram alir perencanaan bentuk impeller pompa sentrifugal.....	44
Gambar 4.1 Randemen efektif vs kecepatan putar spesifik.....	53
Gambar 4.2 Harga informartif untuk kecepatan pada Mulut isap yang diizinkan.....	56
Gambar 4.3 Segitiga kecepatan masuk impeller.....	58
Gambar 4.4 Grafik K_{cm} vs n_{sq}	60

Gambar 4.5	Arah putaran impeller berdasarkan Besar sudut keluar.....	60
Gambar 4.6	Jumlah sudu jalan untuk roda pompa sentrifugal.....	63
Gambar 4.7	Segitiga kecepatan bagian keluar.....	64

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Sifat-sifat fisik air.....	52
Tabel 4.2 Data perhitungan segitiga kecepatan sisi masuk.....	59
Tabel 4.3 Data perhitungan segitiga kecepatan sisi keluar	66

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Air merupakan suatu unsur yang sangat penting bagi kelangsungan hidup seluruh makhluk hidup di dunia baik manusia, hewan maupun tumbuhan. Karena tanpa adanya air makhluk hidup akan sulit untuk bertahan hidup. Pada saat ini kebutuhan manusia akan air tidaklah sedikit. Dengan bertambahnya jumlah penduduk pada suatu daerah tertentu mengakibatkan kebutuhan akan air bersih ikut meningkat. Untuk itu diperlukan suatu mesin konversi energi yang dapat memenuhi kebutuhan manusia akan air bersih.

Dalam memenuhi kebutuhan air bersih, PDAM memegang peran yang sangat penting dalam pelayanan air bersih kepada masyarakat khususnya masyarakat kota Lamongan. Dalam memaksimalkan pelayanan air bersih pada PDAM Lamongan unit IPA Plosowahyu diperlukan suatu perencanaan mesin konversi energi yang mampu bekerja secara efektif dan efisien sesuai dengan kebutuhan masyarakat kota Lamongan.

Pompa merupakan suatu mesin konversi energi yang dapat memindahkan fluida kerja berupa zat cair dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi maupun dari tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi. Pada umumnya pompa terdiri dari casing volute dan impeller yang berfungsi untuk mentransfer energi dari putaran motor menuju ke fluida yang dipompakan. Selain kedua komponen tersebut pada pompa sentrifugal masih memiliki komponen lainnya yaitu

seperti ; bantalan, mechanical seal, discharge maupun suction pompa, poros, dan sebagainya.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam analisa perencanaan ulang *impeller* pada pompa sentrifugal pada PDAM Lamongan unit IPA Plosowahyu permasalahan utama yang dihadapi adalah sebagai berikut :

1. Berapa nilai dari kecepatan spesifik untuk digunakan menentukan bentuk atau jenis *impeller* pompa sentrifugal yang sesuai dengan *head* dan kapasitas yang telah ditentukan untuk memompakan air bersih pada PDAM Lamongan Unit IPA Plosowahyu.
2. Berapa daya penggerak pompa yang diperlukan sesuai dengan kapasitas dan *head* yang telah ditentukan untuk memompakan air bersih pada PDAM Lamongan Unit IPA Plosowahyu.
3. Berapa nilai dimensi utama *impeller* pompa sentrifugal untuk memompakan air bersih pada PDAM Lamongan Unit IPA Plosowahyu.

1.3 Tujuan dan Manfaat

Untuk memenuhi kebutuhan masyarakat Lamongan akan air bersih, PDAM Lamongan unit IPA Plosowahyu memerlukan suatu perencanaan mesin konversi energi berupa pompa sentrifugal yang sesuai dengan *head* dan kapasitas yang diharapkan. Adapun tujuan dan manfaat dari perencanaan pompa sentrifugal yaitu sebagai berikut :

1. Perhitungan nilai kecepatan spesifik untuk menentukan bentuk atau jenis *impeller* perencanaan.

2. Perhitungan daya motor penggerak pompa sesuai dengan *head* dan kapasitas yang telah ditentukan sebelumnya.
3. Merencanakan dimensi-dimensi utama pada *impeller* pompa sentrifugal.

1.4 Batasan Masalah

Dalam penulisan ini, penulis hanya memfokuskan permasalahan pada bagian pompa yaitu perencanaan *impeller* dan casing volute untuk pompa sentrifugal aliran radial dengan *Head* : 95 m, Kapasitas : 100 l/s, dan Putaran : 1450 rpm.

1.5 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan yang digunakan dalam mengerjakan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. BAB I : PENDAHULUAN
Dalam bab ini memuat tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan.
2. BAB II : DASAR TEORI
Dalam bab ini memuat mengenai teori yang mendasari penulisan tugas akhir secara umum serta memuat rangkuman kajian teoritik terkait.
3. BAB III : METODOLOGI
Dalam bab ini memuat tentang langkah-langkah pengerjaan dan perhitungan.
4. BAB IV : ANALISA DAN PERHITUNGAN
Dalam bab ini berisi perhitungan tentang masalah yang diangkat dalam tugas akhir dan pembahasan singkat mengenai hasil yang diperoleh seperti, bentuk

atau jenis *impeller*, daya motor pemggerak dan ukuran-ukuran utama pada *impeller* pompa sentrifugal.

5. BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN
Dalam bab ini memuat tentang penarikan kesimpulan dari hasil perhitungan dan pembahasan serta saran yang berupa masukan-masukan yang bermanfaat sebagai tinjauan untuk perhitungan berikutnya.
6. LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Pompa

Pompa adalah alat yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat lain melalui media pipa dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung terus menerus.

Prinsip kerja pompa yaitu membuat perbedaan tekanan antara bagian hisap (*suction*) dan bagian tekan (*discharge*). Perbedaan tekanan tersebut dihasilkan dari sebuah mekanisme, misalkan putaran roda impeller yang membuat keadaan sisi hisap hampir vakum. Perbedaan tekanan inilah yang menghisap cairan dari suatu reservoir ke tempat lain. Pada saat ini, posisi pompa menduduki tempat yang sangat penting bagi kehidupan manusia. Pompa memerankan peranan yang sangat vital bagi beberapa industri air minum, minyak, petrokimia, pusat tenaga listrik dan sebagainya.

2.2 Klasifikasi Pompa

Apabila ditinjau dari cara pemindahan dan transfer fluidanya. Pompa tersebut secara umum dibagi menjadi dua kelompok, yaitu :

1. *Positive Displacement Pump*
2. *Dynamic pump*

2.2.1 *Positive Displacement Pump*

Positive displacement pump merupakan pompa yang dimana penambahan energi fluidanya berlangsung secara

periodik, dengan memberi gaya kesuatu arah atau lebih dalam ruangan bervolume tertentu sehingga menghasilkan penambahan tekanan pada fluida sampai mencapai batas yang diperlukan untuk mendorong cairan melalui valve keluar pipa. Pompa jenis dapat dibagi menjadi dua macam yaitu *reciprocating pump* dan *rotary pump*.

2.2.1.1 Pompa *Reciprocating*

Pompa *reciprocating* merupakan pompa yang bagian utamanya terdiri dari silinder dan torak. Pada pompa ini tekanan yang dihasilkan adalah akibat gerakan maju-mundur. Pada saat torak bergerak mundur maka akan menyebabkan kevakuman pada sisi hisap sehingga cairan masuk ke dalam silinder. Sedangkan pada saat torak bergerak maju maka akan menghasilkan tekanan yang mampu memaksa cairan untuk mengalir keluar pompa.

- **Pompa Piston / *Plunger***

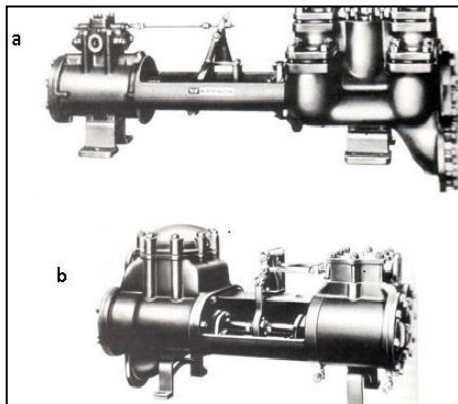
Menurut cara kerjanya pompa piston dibagi menjadi dua yaitu sebagai berikut:

- a. Pompa torak kerja tunggal (Single acting)

Dimana hanya terjadi discharge karena 1 stroking dalam 1 arah saja. Dengan menarik keatas dan menekan kebawah engkolnya, maka batang torak dan torak bergerak naik turun, bila torak bergerak keatas, zat cair terisap oleh katup yang paling bawah (katup isap), jika torak bergerak ke bawah katup isap akan tertutup dan pompa mengeluarkan cairan. Secara bersamaan katup isap membuka kembali dan zat cair di isap lagi untuk penyerahan berikutnya.

b. Pompa torak kerja ganda (Double acting)

Liquid masuk pada kedua bagian dari liquid pistonnya sehingga terjadi discharge pada 2 stroking dalam 2 arah. Bila torak bergerak ke kanan, maka katup isap akan menutup dan katup pompa akan membuka. Zat cair yang berada di sebelah sisi kanan torak di tempatkan ke saluran kompa melalui katup pompa. Di sebelah kiri katup pompa akan menutup dan katup isap akan membuka. Zat cair di isap ke dalam silinder melalui katup isap. Bila sesudah itu torak akan bergerak ke kiri maka katup–katup yang tadinya membuka akan menutup dan yang tadinya menutup akan membuka dengan demikian pompa ini akan bekerja ganda.



(Reference [1])

Gambar 2.1 a. *Single Acting Reciprocating Pump*
b. *Double Acting Reciprocating Pump*

- **Pompa Diafragma**

Ada banyak macam pompa diafragma tergantung dari kegunaannya dan tenaga penggerak diafragmanya serta jumlah

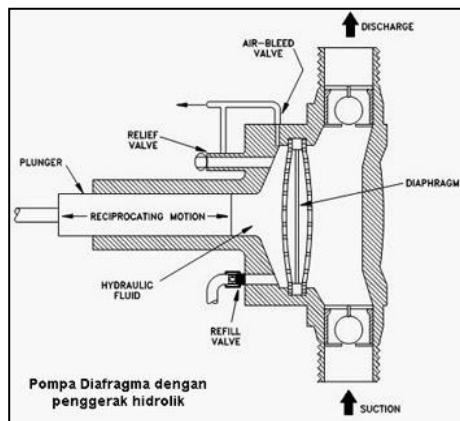
diafragmanya. Berdasarkan tenaga penggerak diafragmanya, pompa diafragma digolongkan menjadi empat jenis, yaitu:

a. Penggerak mekanik.

Jenis ini memiliki penggerak mekanik yang langsung terhubung dengan diafragma. Contoh animasi dan skema di atas merupakan contoh untuk pompa diafragma dengan penggerak mekanik.

b. Penggerak hidrolik.

Jenis ini memiliki cairan hidrolik untuk mendorong dan menarik diafragma. Cairan ini didesak oleh piston atau plunger yang digerakkan secara mekanik juga. Sebenarnya hampir sama dengan pompa diafragma dengan penggerak mekanik di atas. Bedanya penggerak mekaniknya tidak terhubung langsung dengan diafragma tapi dengan perantara cairan hidrolik.



(Reference [2])

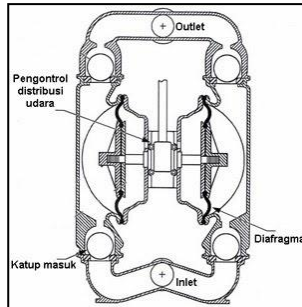
Gambar 2.2 Pompa Diafragma Penggerak Hidrolik

c. Penggerak solenoid

Jenis pompa diafragma ini digerakkan oleh semacam piston atau plunger yang didorong atau ditarik oleh medan magnet yang dihasilkan oleh solenoid. Solenoid merupakan alat yang akan menghasilkan gerakan mekanik linier jika di aliri arus listrik. Secara umum solenoid terdiri dari lilitan dan inti baja. Jika lilitan di aliri arus listrik akan menghasilkan medan magnet yang akan menarik atau mendorong inti besinya. Gerakan inti besi ini dimanfaatkan untuk menggerakkan diafragma pada pompa diafragma. Berikut gambar sebuah solenoid dan animasi cara kerja pompa diafragma dengan solenoid sebagai penggerak diafragmanya.

d. Penggerak angin.

Pompa diafragma ini dikenal dengan nama AODD Pumps (Air Operated Double Diaphragm Pumps). Karena desainnya memiliki dua pompa diafragma, dinamakan pompa diafragma ganda yang memanfaatkan tekanan angin sebaga penggerak diafragmanya. Posisinya saling berhadapan dimana kedua diafragmanya (diafragma kiri dan kanan) terhubung oleh sebuah piston atau plunger seperti gambar berikut.



(Reference [2])

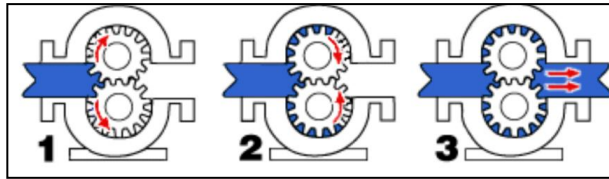
Gambar 2.3 Pompa Diafragma Penggerak Angin

2.2.1.2 Pompa *Rotary*

Bagian utama dari pompa jenis ini adalah stator (rumah pompa) dan rotor (bagian yang berputar). Cara kerja pompa ini yaitu cairan yang akan dihisap akan mengisi ruangan antara rotor dan stator karena perputaran rotor, maka cairan akan terperangkap pada ruangan tertutup dan ditekan menuju keluar pompa. Secara garis besar pompa rotari dapat digolongkan sebagai berikut

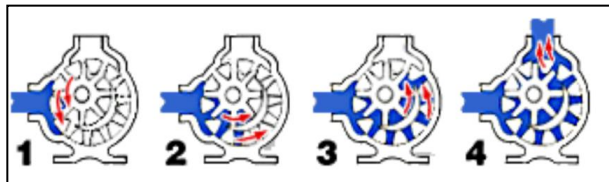
- ***Gear Pump***

Gear pump (pompa roda gigi) adalah jenis pompa *positive displacement* yang terdiri dari roda gigi penggerak dan roda gigi yang digerakan. Prinsip kerja pompa ini yaitu dimana cairan akan mengalir melalui celah-celah roda gigi dan dinding rumahnya. Menurut bentuk konstruksinya pompa roda gigi dibagi menjadi *external* dan *internal*.



(Reference [3])

Gambar 2.4 External Gear Pump

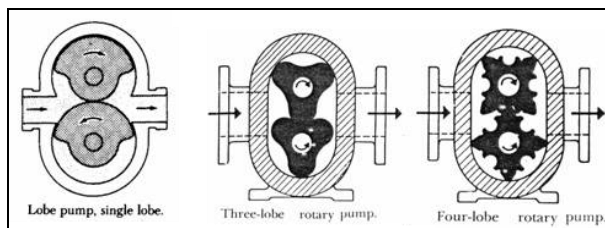


(Reference [3])

Gambar 2.5 Internal Gear Pump

- **Lobe Pump**

Pada pompa jenis ini mempunyai dua rotor yang berputar dengan arah yang saling berlawanan di dalam casing pompa. Cairan yang terjebak antar celah antar *lobe* ikut terbawa keluar dengan adanya putaran rotor.

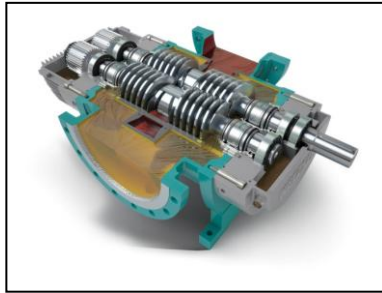


(Reference [3])

Gambar 2.6 Lope Pump

- ***Screw Pump***

Pompa jenis ini mempunyai satu sampai tiga rotor *spiral* yang berputar dalam sebuah casing pompa. Pada saat rotor berputar maka ruang yang terbentuk antara bagian cekung dengan dinding rumah akan bergerak ke arah aksial sehingga cairan akan dimampatkan dan dipaksa mengalir melalui ulir-ulir *screw* sepanjang sumbunya.

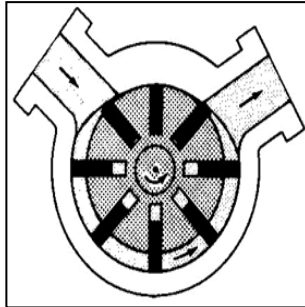


(*Reference [4]*)

Gambar 2.7 *Screw Pump*

- ***Sliding Vanes***

Pompa ini memiliki rotor yang berputar di dalam casing yang berbentuk elips. Pada saat rotor berputar, volume ruangan yang dibatasi oleh dua sudu mula-mula membesar sehingga cairan akan terhisap melalui lubang hisap yang kemudian mengecil kembali sehingga cairan dikompresikan dan dikeluarkan melalui saluran keluar.



(Reference [3])

Gambar 2.8 *Sliding Vanes*

2.2.2 *Dynamic Pump*

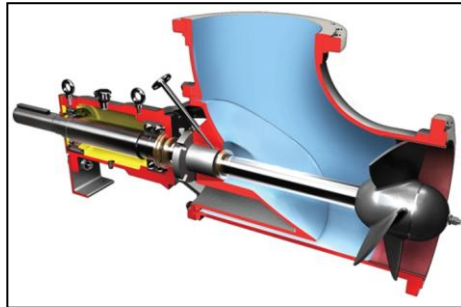
Pompa dinamik merupakan suatu pompa dimana energi secara terus menerus diberikan untuk menambah kecepatan aliran cairan didalam pompa hingga mencapai kecepatan yang melebihi pada bagian luar, lalu kecepatan ini diturunkan untuk menghasilkan tekanan. Ciri-ciri dari pompa jenis ini adalah *head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.

2.2.2.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah suatu mesin kinetis yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida menggunakan gaya sentrifugal (Sularso, 2004), pompa sentrifugal terdiri dari sebuah *impeller* yang berputar di dalam sebuah rumah pompa (*Casing*). Pada rumah pompa dihubungkan dengan saluran hisap dan saluran keluar. Sedangkan *impeller* terdiri dari sebuah cakram yang terdapat sudu - sudu, arah putaran sudu - sudu itu biasanya diarahkan ke belakang terhadap arah putaran.

- **Pompa Aliran Aksial**

Pada pompa jenis ini aliran fluida kerja yang meninggalkan impeller akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar atau sejajar poros pompa.

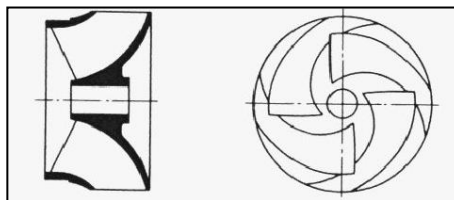


(Reference [5])

Gambar 2.9 Pompa Aliran Aksial

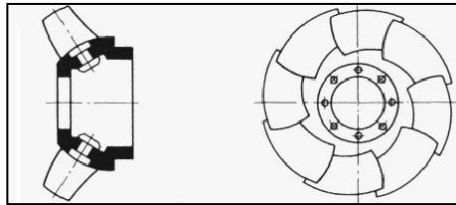
- **Pompa Aliran Campuran**

Pompa aliran campuran memiliki aliran buang sebagian aksial dan sebagian lagi radial. Biasanya pompa jenis ini digunakan untuk memompakan fluida kerja berupa cairan dengan kapasitas yang besar dengan *head* total yang relatif lebih kecil.



(Reference [6])

Gambar 2.10 *Mixed Flow* impeler tertutup

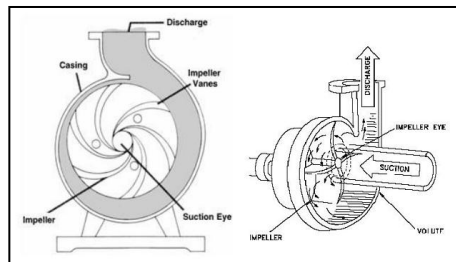


(Reference [6])

Gambar 2.11 *Mixed flow semi-aksial*

- **Pompa Aliran Radial**

Pada pompa aliran radial arah aliran dalam sudu gerak pada pompa aliran radial pada bidang yang tegak lurus terhadap poros dan head yang timbul akibat dari gaya sentrifugal itu sendiri. Pompa aliran radial mempunyai head yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan pompa jenis yang lain.



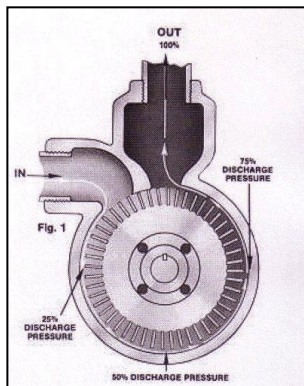
(Reference [7])

Gambar 2.12 Pompa aliran radial

- **Pompa Peripheral**

Pompa regenerative (pompa peripheral) menghasilkan *head* yang cukup besar pada arus yang relatif kecil. Desain

pompa termasuk untuk impeller khusus dengan sejumlah besar sudu radial. Prinsip kerjanya yaitu pada saat fluida diputar oleh impeller dengan kecepatan yang tinggi. Energi kinetis dan potebsial akan diberikan secara terus-menerus terhadap cairan yang ada di celah-celah sudu, kemudian energy kinetis cairan akan akan beruba menjadi energy potensial pada saat cairan dipindahkan dari celah sudu satu ke celah sudu lain yang berada didepannya

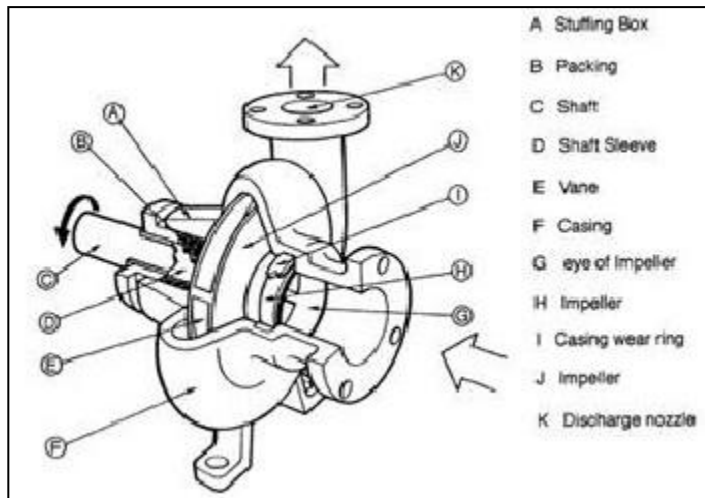


(Reference [8])

Gambar 2.13 Pheriperal Pump

- **Komponen Utama Pompa Sentrifugal**

Fungsi dari bagian-bagian pompa sentrifugal adalah sebagai berikut :



(Reference [9])

Gambar 2.14 Bagian-bagian pompa sentrifugal

a. Stuffing Box

Stuffing Box berfungsi untuk mencegah kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus casing.

b. Packing

Digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros. Biasanya terbuat dari asbes atau teflon.

c Shaft (poros)

Poros berfungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan impeller dan bagian-bagian berputar lainnya.

d. Shaft sleeve

Shaft sleeve berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada stuffing box. Pada pompa multi stage dapat sebagai leakage joint, internal bearing dan interstage atau distance sleever.

e. Vane

Sudu dari impeller sebagai tempat berlalunya cairan pada impeller.

f. Casing

Merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan diffusor (guide vane), inlet dan outlet nozel serta tempat memberikan arah aliran dari impeller dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (single stage).

g. Eye of Impeller

Bagian sisi masuk pada arah isap impeller.

h. Impeller

Impeller berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinyu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.

i. Wearing Ring

Wearing ring berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan impeller maupun bagian

belakang impeller, dengan cara memperkecil celah antara casing dengan impeller.

j. Bearing

Beraing (bantalan) berfungsi untuk menumpu dan menahan beban dari poros agar dapat berputar, baik berupa beban radial maupun beban axial. Bearing juga memungkinkan poros untuk dapat berputar dengan lancar dan tetap pada tempatnya, sehingga kerugian gesek menjadi kecil.

k. Casing

Merupakan bagian paling luar dari pompa yang berfungsi sebagai pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan diffusor (guide vane), inlet dan outlet nozel serta tempat memberikan arah aliran dari impeller dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (single stage).

Keuntungan pompa sentrifugal dibandingkan pompa *reciprocating* diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Biaya *maintenance* (perawatan) terbilang lebih terjangkau.
2. Termasuk jenis pompa yang ringan dan pembuatan fondasinya lebih sederhana dan kecil
3. Aliran fluida yang dihasilkan lebih kontinyu bila dibandingkan dengan pompa *reciprocating* yang alirannya tersendat-sendat (*intermitten*)
4. Tingkat keausannya lebih kecil karena tidak terjadi gesekan antara impeller dengan rumah pompa.
5. Tinggi isapan cairan yang besar dibandingkan dengan jenis pompa bolak-balik.

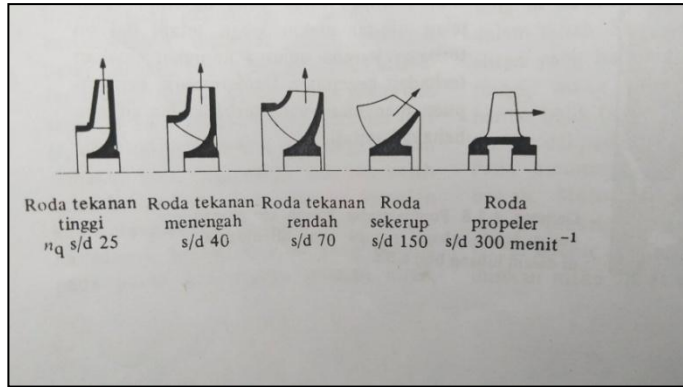
Kerugian pompa sentrifugal dibandingkan dengan pompa *reciprocating* diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Perlu dilakukan priming pada awal pengoperasialnya.
2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk kapasitas yang lebih kecil dan *head* yang lebih besar effisiensinya lebih kecil.

2.3 Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Komponen utama pada pompa antara lain adalah impeller dan rumah pompa. Dimana pada impeller, zat cair mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga dapat mengalir keluar. Bentuk dari impeller pompa dapat ditentukan dengan menggunakan satuan besaran yang disebut putaran spesifik. Dengan kata lain putaran spesifik dipakai sebagai parameter untuk menentukan jenis impeller pompa, jadi apabila harga putaran spesifik pompa sudah ditentukan maka bentuk impeller dapat ditentukan pula. Putaran spesifik dibagi dalam dua jenis, yaitu putaran spesifik kinematik dan putaran spesifik dinamik.

Dalam menghitung n_s untuk pompa sentrifugal isapan ganda (*double suction*) harus dipakai harga $Q/2$ sebagai ganti Q . Karena kapasitas aliran yang melalui sebelah impeller adalah setengah dari kapasitas keseluruhan. Adapun untuk pompa bertingkat banyak, *head* yang dipakai dalam perhitungan n_s adalah *head* per tingkat dari pompa tersebut. (Sularso & Haruo Tahara)



(Reference [10] page 248)

Gambar 2.15 Jenis –jenis impeller sesuai kecepatan spesifik

$$\text{Putaran spesifik kinematik} \quad n_{sq} = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [10]$$

$$\text{Kecepatan spesifik dinamik} \quad n_{sp} = n \sqrt{\frac{\rho \cdot Q}{75 \cdot H^{3/2}}} \quad [10]$$

Dimana :

- n = Putaran pompa (rpm)
- Q = kapasitas pompa (m^3 /menit)
- H = Head pompa (m)

Kecepatan spesifik yang didefinisikan dalam persamaan diatas adalah sama untuk

pompa – pompa yang sebangun atau sama bentuk impellernya, meskipun ukuran dan putarannya berbeda, ada empat (4) jenis impeller berdasarkan putaran spesifiknya adalah sebagai berikut :

- $n_s = (100 - 250)$ = Impeller jenis radial
- $n_s = (100 - 780)$ = impeller jenis francis
- $n_s = (320 - 1400)$ = Impeller jenis aliran campuran
- $n_s = (890 - 2500)$ = Impeller jenis aksial

2.4 Efisiensi

Efisiensi pompa dapat dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. Efisiensi hidrolik

Efisiensi hidrolik merupakan perbandingan antara *head* aktual dan *head* teoritis, dapat ditunjukkan dalam persamaan dibawah ini :

$$\Delta H = H_{th} - H_a$$

$$\eta_h = \frac{H_a}{H_{th}} = \frac{H_{th} - \Delta H}{H_{th}} = \frac{H_a}{H_a - H_{th}} = 1 - \frac{\Delta H}{H_{th}}$$

Dimana:

ΔH : Selisih *head* aktual dan *head* teoritis pompa sentrifugal (m)

H_{th} : *Head* teoritis (m)

H_a : *Head* aktual (m)

η_h : Efisiensi hidrolik

2. Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik merupakan perbandingan antara Q aktual dan Q teoritis pompa.

$$\Delta Q = Q_{th} - Q_a$$

$$\eta_v = \frac{Q_a}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}} = \frac{Q_a}{Q_a - Q_{th}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{th}}$$

Dimana :

ΔQ : Selisih actual Q_a dan Q_{th} pompa sentrifugal (m³/s)

Q_{th} : Laju aliran volume teoritis (m³/s)

Q_a : Laju aliran volume aktual (m³/s)

η_v : Efisiensi volumetrik

3. Efisiensi Mekanik

Efisiensi mekanik merupakan perbandingan antara daya aktual dan daya teoritis pompa.

$$\Delta N = N_{th} - N_a$$

$$\eta_m = \frac{N_a}{N_{th}} = \frac{N_{th} - \Delta N}{N_{th}} = \frac{N_a}{N_a - N_{th}} = 1 - \frac{\Delta N}{N_{th}}$$

Dimana :

ΔN : Selisih daya aktual dan daya teoritis pompa sentrifugal (kW)

N_{th} : Daya teoritis (kW)

N_a : Daya aktual (kW)

η_m : Efisiensi mekanik

2.5 Daya Motor Penggerak

Perhitungan daya memerlukan data randemen efektif dari pompa yang akan dibuat. Randemen efektif dapat ditentukan dengan perpotongan data kecepatan spesifik dengan kapasitas pompa yang direncanakan sesuai dengan gambar sebagai berikut :

1. Daya Pompa

$$WHP = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad [10]$$

Dimana :

WHP : Daya pompa (kW)

H : Head (m)

ρ : Kerapatan fluida (kg /m³)

G : Gravitasi (m/s²)

Q : Kapasitas (m³ /s)

2. Daya Motor Penggerak

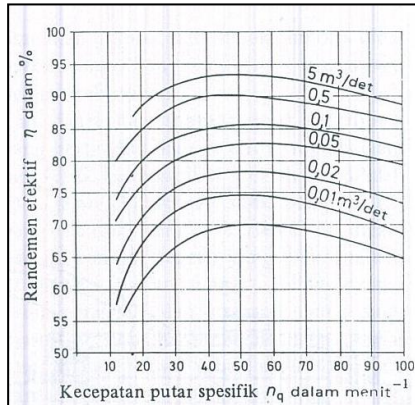
$$BHP = \frac{WHP}{\eta_e} \quad [10]$$

Dimana :

BHP : Daya Motor Penggerak (kW)

WHP : Daya Pompa (kW)

η_e : Randemen efektif (%)



(Reference [10] page 243)

Gambar 2.16 Rendemen Efektif

2.6 Ukuran-Ukuran Utama Pada Pompa Sentrifugal

Untuk merencanakan ukuran-ukuran utama pompa harus juga memperhatikan besarnya diameter poros. Dalam hal ini diameter poros dapat dihitung dari gaya momen, sedangkan nilai dari torsi-nya sendiri bisa didapat dari perhitungan besarnya daya penggerak pompa dengan kecepatan putar.

2.6.1 Diameter Poros Pompa

Untuk menentukan diameter mata impeller pertama-tama perlu dihitung diameter poros (d_s). Perhitungan diameter poros tergantung pada nilai daya yang ditransmisikan oleh motor penggerak pompa. Kemudian harga putaran kritis dan defleksi maksimum yang masih diijinkan dalam daerah kerja poros. Tentunya poros hasil rancangan harus mampu menahan beban-beban yang mungkin diterima pada saat pengoperasiannya. Setelah diperoleh nilai dari diameter poros selanjutnya nilai dari diameter hub dapat ditentukan

$$\text{Diameter poros } d_s = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2\tau}} \quad [10]$$

$$\text{Diameter hub } D_n = (1,2 \sim 1,4) \cdot d_s \quad [10]$$

Dimana :

d_s : Diameter Poros (m)

T : Torsi

: BHP / ω

BHP : Daya Motor Penggerak (kW)

ω : Kecepatan Putar (m/s)

: $2 \cdot \pi \cdot n / 60$

τ : 20 N/mm² untuk pompa satu tingkat

: 10-15 N/mm² untuk pompa tingkat

banyak

D_n : Diameter Naf (in)

2.6.2 Sisi Masuk Impeller

2.6.2.1 Diameter Mata Impeller

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_o} + D_n^2} \quad [10]$$

Dimana :

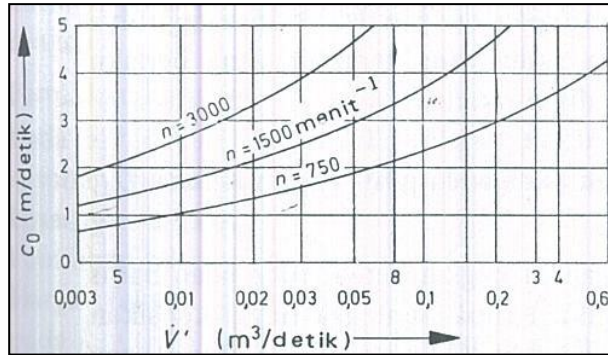
D_1 = Diameter Mata Impeller (m)

Q' = Kapasitas (m³/s)

= (1,02 s/d 1,05) . Q

C_o = Kecepatan Sisi Masuk Ijin (m/s)

D_n = Diameter Naf (m)



(Reference [10] page 261)

Gambar 2.17 Hubungan kecepatan sisi masuk ijin dengan kecepatan yang Dibutuhkandan putaran pompa

2.6.2.2 Kecepatan Keliling Sisi Masuk Impeller

Setelah diameter masuk ditentukan maka menentukan besar diameter d_1 sesuai dengan posisi dan bentuk dari tepi sisi masuk sudu. Kecepatan peripheral untuk harga D_1 yang telah diketahui dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{60} n \quad [10]$$

Dimana :

U_1 : Kecepatan keliling sisi masuk (m/s)

D_1 : Diameter mata impeller (m)

n : Putaran motor (rpm)

2.6.2.3 Sudut Sisi Masuk (β_1)

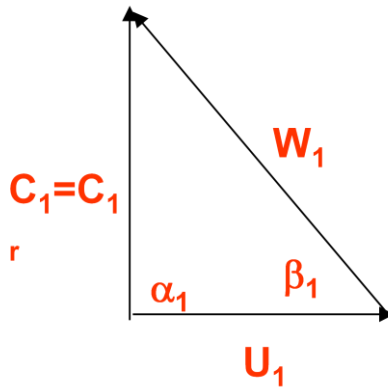
Fluida kerja diasumsikan masuk impeller secara radial sehingga sudut $\alpha_1 = 90^\circ$, maka sudut β_1 dihitung dengan persamaan berikut :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1r}}{U_1} \quad [10]$$

Dimana :

- C_{1r} : Kecepatan aliran radial (dengan memperhitungkan faktor Penyempitan dan kecepatan aliran masuk ijin)
: $(1,1- 1.3) \cdot V_o$
 U_1 : Kecepatan keliling sisi masuk
 β_1 : Sudut sisi masuk

2.6.2.4 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeller



(Reference [10])

Gambar 2.18 Segitiga Kecepatan Masuk Impeller

Dimana :

- U_1 : Kecepatan keliling sisi masuk (m/s)
 β_1 : Sudut sisi masuk
 C_{1r} : Kecepatan aliran radial (m/s)
 W_1 : Kecepatan relatif (m/s)

2.6.2.5 Lebar Impeller Pada Sisi Masuk (b_1)

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 C_1} \quad [10]$$

Dimana :

- b_1 : Lebar impeller pada sisi masuk
- D_1 : Diameter sisi masuk (m)
- C_1 : Kecepatan aliran radial (m/s)
- Q' : Kapasitas (m³/s)
- : (1,02 s/d 1,05). Q

2.6.3 Sisi Luar Impeller

2.6.3.1 Kecepatan Meridian (Cm2) dan Sudut Keluar (β_2)

Kecepatan meridian pada sisi keluar diambil lebih kecil 28isbanding kecepatan meridian pada sisi masuk, dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut.

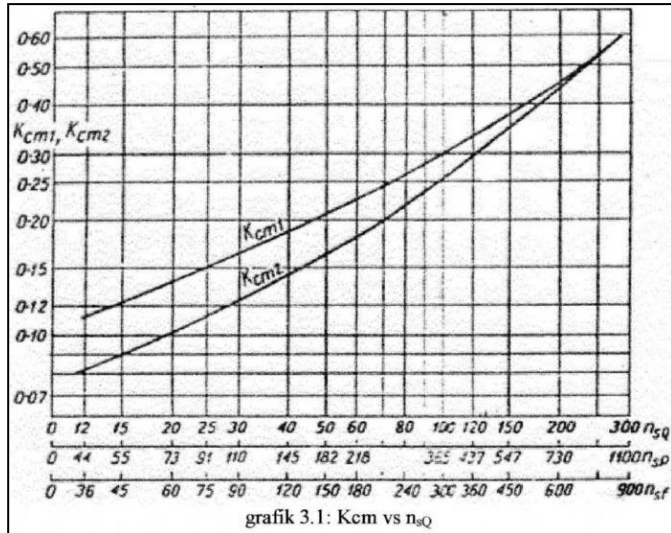
$$C_{2r} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad [11]$$

Dimana :

Cm2 : Kecepatan meridional sisi keluar *impeller* (m/s)

g : Gravitasi (m/s²)

H: *Head* (m)



(Reference [11])

Gambar 2.19 Kcm vs nsq

Besar sudut keluar β_2 diasumsikan sekitar diantara harga $(15^\circ \sim 40^\circ)$. Besar sudut keluar β_2 yang digunakan pada pompa untuk menentukan nilai kecepatan spesifik.

2.6.3.2 Kecepatan Peripheral (U_2) Pada Bagian Keluar Impeller

Kecepatan tangensial U_2 dihitung dengan persamaan dasar (dari persamaan Euler) pada pompa *impeller* dalam bentuk umum yang ditunjukkan dalam persamaan sebagai berikut.

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u} \quad [10]$$

Persamaan segitiga kecepatan

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \quad [10]$$

Dari kedua persamaan tersebut didapatkan sebuah persamaan sebagai berikut

$$H_{th} \cdot g = U_2 \cdot \left[U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \right] - U_1 \cdot C_{1u}$$

$$U_2 \cdot \left[U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \right] = H_{th} \cdot g + U_1 \cdot C_{1u}$$

$$U_2^2 - U_2 \cdot \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} = H_{th} \cdot g + U_1 \cdot C_{1u}$$

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan\beta_2} + \sqrt{\left[\frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \right]^2 + H_{th} \cdot g + U_1 \cdot C_{1u}}$$

Diasumsikan nilai dari $\alpha = 90^\circ$, maka nilai dari $U_1 \cdot C_{1u} = 0$. Sehingga persamaan tersebut menjadi sebagai berikut.

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan\beta_2} + \sqrt{\left[\frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \right]^2 + H_{th} \cdot g}$$

$$\text{Nilai dari } H_{th} = H_{th} \cdot (1 + C_p) \quad [11]$$

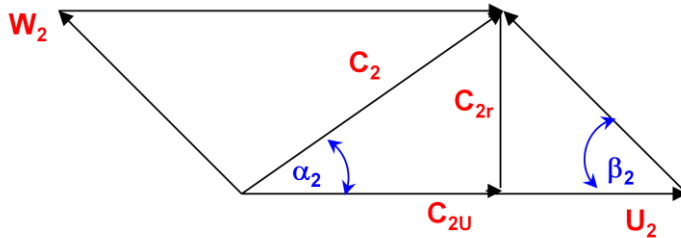
$(1 + C_p)$ merupakan faktor Koreksi Pfleider.

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan\beta_2} + \sqrt{\left[\frac{C_{m2}}{2 \tan\beta_2} \right]^2 + H_{th} \cdot (1 + C_p) \cdot g}$$

2.6.3.3 Segitiga kecepatan Sisi Keluar

Untuk mendapatkan besarnya kecepatan relative (W_2) dan kecepatan air keluar (C_2) dapat dibuat segitiga

kecepatan sisi keluar impeller dengan bantuan besar – besaran yang telah didapat terlebih dahulu.



(Reference [10])

Gambar 2.20 Segitiga Kecepatan Keluar Impeller

Dimana :

U_2 : kecepatan impeller sisi keluar (m/det)

C_{2u} : kecepatan keluar tangensial (m/det)

β_2 : sudut sisi keluar

C_{2m} : kecepatan meridial keluar (m/det)

2.6.3.4 Diameter Luar impeller (D_2)

Setelah didapat nilai dari U_2 maka nilai dari D_2 juga dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad [10]$$

Dimana :

D_2 : Diameter luar impeller (m)

U_2 : Kecepatan keliling sisi keluar (m/s)

n : Putaran poros pompa (rpm)

2.6.3.5 Lebar Impeller Pada Sisi Keluar

Dari perhitungan diameter luar impeller akan didapat nilai dari D_2 yang dapat digunakan untuk menentukan harga dari lebar impeller pada sisi keluar dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 C_{2m}} \quad [10]$$

Dimana :

- Q' : jumlah aliran total (m^3/det)
- C_{2m} : kecepatan meridial keluar (m/det)
- D_2 : diameter luar impeller (m)

2.6.4 Sudu-sudu Impeller

2.6.4.1 Jumlah Sudu Impeller

Untuk menentukan jumlah sudu impeller diperlukan harga-harga dari D_1, D_2, β_1 , dan β_2 yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya. Sehingga didapat persamaan sebagai berikut

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \beta_m \quad [10]$$

Dimana :

- D_2 = Diameter luar impeller (m)
- D_1 = Diameter masuk impeller (m)
- $\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$

2.6.4.2 Jarak Pembagi Sudu (t_1)

Perhitngan jarak pembagi sudu dapat dilakukan dengan mengunakan pesamaan sebagai berikut.

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z} \quad [10]$$

Dimana :

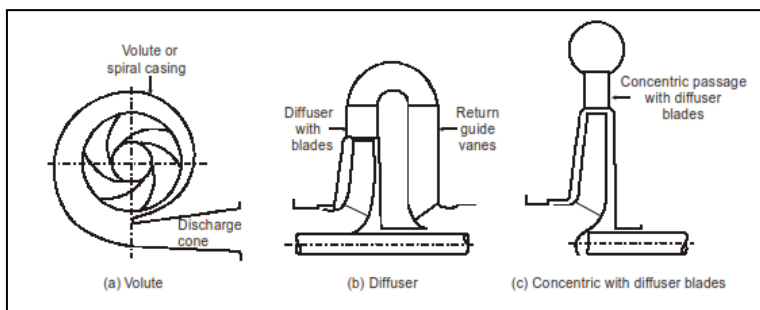
- t_1 : jarak pembagi sudu (mm)
- D_1 : Diameter bagian dalam impeller (mm)
- Z : Jumlah sudu impeller

2.7 Volute Casing

Volute Casing merupakan saluran yang menghubungkan sisi hisap pada *inlet impeller* menuju sisi tekan pada *outlet impeller*. Lintasan saluran tersebut dapat berbentuk *vaneless* (tak bersudu) dan ada juga yang berbentuk *vaned* (bersudu) atau bias juga disebut *diffuser*.

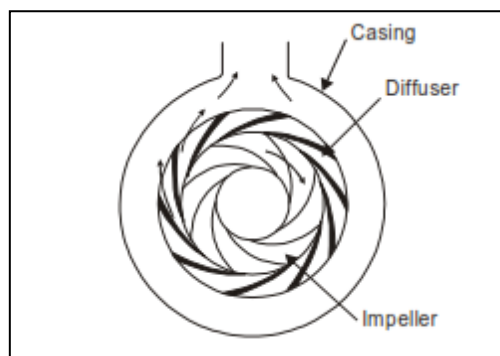
Dalam merancang *volute casing* atau *diffuser* perancang harus memastikan beberapa poin berikut.

- a. Distribusi kecepatan yang sama pada aliran.
- b. Dalam mengkonversikan energi kinetik yang keluar dari *outlet impeller* menuju energi tekanan yang digunakan harus seragam dan efisien.
- c. Momentum pada *outlet impeller* harus semuanya terkonversi pada *volute casing* dan momentum pada *outlet casing* harus memiliki nilai nol. Pada *casing volute* biasanya sekitar 25% energi kinetik terkonversi menjadi energi tekanan



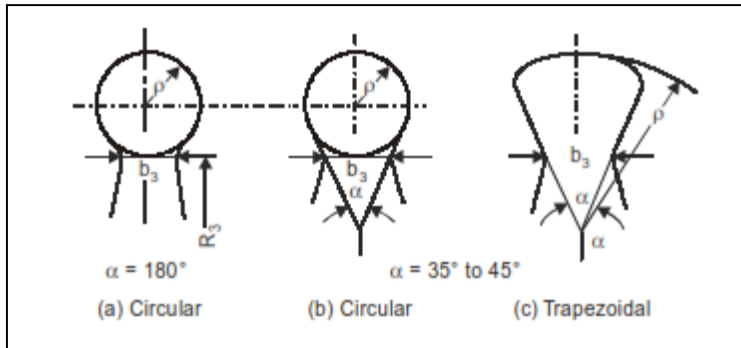
(Reference [12])

Gambar 2.21 Berbagai Bentuk Casing Volute



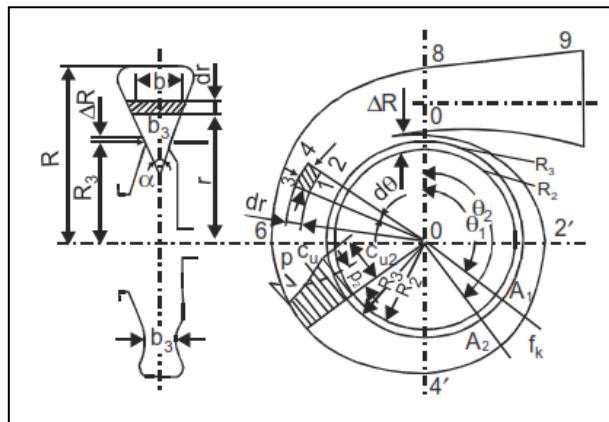
(Reference [12])

Gambar 2.22 Diffuser Pump



(Reference [12])

Gambar 2.23 Bentuk- bentuk Penampang *Volute*



(Reference [12])

Gambar 2.24 Skematik *Spiral Casing* Pada *Outlet*

Fungsi *volute casing* tidak hanya mengumpulkan fluida kerja dari sekeliling impeller, tetapi juga mengkonversikan sebagian besar energi kinetik menjadi energi tekanan. *Casing* juga berperan

penting dalam meningkatkan efisiensi hidrolik pompa sentrifugal tersebut.

2.6.1 Perhitungan *Volute Casing*

Terdapat dua metode yang dapat digunakan dalam merancang *volute*, yaitu sebagai berikut :

- a. Kecepatan aliran berubah berdasarkan pada pola aliran vortex ketika mengalir melewati *casing*.
- b. Kecepatan aliran konstan.

Pada aktualnya ditentukan bahwa perancangan dengan menggunakan kecepatan konstan menghasilkan efisiensi hidrolik yang lebih besar dibandingkan perancangan dengan menggunakan kecepatan aliran berubah untuk pompa sentrifugal.

Rumah pompa berbentuk spiral bertujuan merubah kecepatan *head* dari fluida yang meninggalkan *impeller* menjadi *head* tekanan seefisien mungkin, adapun beberapa parameter dalam merancangnya, yaitu :

1. Jari-jari Kelengkungan *Volute* Bagian Dalam

$$R_3 = (1,02 \sim 1,05) \cdot R_2 \quad [13]$$

2. Lebar *Volute* Pada Lidah Casing

$$b_3 = (0,025 \cdot R_2) + b_2 \quad [13]$$

3. Jari-jari Lingkarang Penampang *Volute*

$$P_v = \frac{\phi}{x} \sqrt{2\phi \cdot R_3} \quad [13]$$

Dimana :

\emptyset : Sudut pembagi, dipilih 45°
sebagai interval pertama

x : Faktor konstanta

: $(0,72/Q).ku.p$

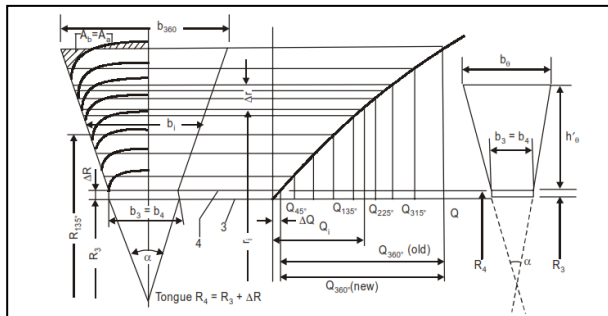
k_u : $R_2 C_{2u}$

4. Jari-jari *Volute* Bagian Luar

$$R_a = R_2 + Pv \quad [13]$$

5. Sudut Lidah *Volute*

$$\emptyset_1 = \frac{132 \log (R_3/R_2)}{\tan \alpha_2} \quad [13]$$



(Reference [12])

Gambar 2.25 Lebar *Volute*

Halaman sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai data-data yang diperoleh serta persiapan yang harus dilakukan dalam penyusunan tugas akhir ini. Pengambilan data tugas akhir ini dilakukan di PDAM Lamongan unit IPA Plosowahyu yaitu dengan cara bertanya langsung dengan karyawan kemudian mengambil data-data yang diperlukan.

3.1 Persiapan Awal

Adapun persiapan yang dilakukan sebelum memulai pengerjaan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- Penentuan tema awal tugas akhir yang difokuskan pada perencanaan ulang impeller pompa sentrifugal.
- Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada Dosen pembimbing tugas akhir.
- Melakukan pengambilan data untuk perhitungan ukuran-ukuran utama pada impeller pompa sentrifugal.

3.2 Pengambilan Data

Perhitungan yang dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam perhitungan ukuran-ukuran utama impeller pompa sentrifugal. Kegiatan pengambilan data tersebut meliputi :

a. Metode literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari berbagai buku yang menjadi referensi dalam melakukan perhitungan ukuran-ukuran utama pada impeller pompa sentrifugal baik dari

literatur mata kuliah yang telah diterima maupun dari sumber lain yang berhubungan dengan tugas akhir ini.

b. Metode pengamatan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui data spesifikasi yang diperlukan sehingga dapat dilakukan perhitungan ukuran-ukuran utama pada impeller pompa sentrifugal.

c. Studi lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang digunakan. Dengan didampingi oleh pendamping lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran yang secara jelas mengenai data-data yang diperlukan untuk penyusunan tugas akhir ini. kegiatan pengumpulan data menghasilkan beberapa data-data sebagai berikut :

- Pompa

Merk	: EBARA
Jenis	: Double speed pump
Model	: 250 x 124
Tahun	: 2014
Kapasitas	: 100 l/det
Head	: 80 m
Jumlah	: 2 buah

Merk	: EBARA
Jenis	: Submersible
Tahun	: 2014
Kapasitas	: 60l/det
Head	: 28 m
Jumlah	: 3 buah

Merk : MNI
Jenis : Pengaduk
Model : DL 5DI FP
Tahun : 2014
Jumlah : 2 buah

- Motor
Merk : Siemens
Tahun : 2014
Tegangan : 380 V
Daya : 132 kW
Putaran : 1480 rpm

Merk : Elektrim
Tahun : 2014
Tegangan : 380 V
Daya : 132 kW
Putaran : 1480 rpm

Merk : WONDER
Tahun : 2014
Tegangan : 240 V
Daya : 0,37 kW
Jumlah : 2 buah

- Fluida
Jenis : Air bersih
Temperatur : 30 C

3.3 Analisa Data

Pada tahap ini, data-data yang dikumpulkan diprtazkan terlebih dahulu dab dikaji ulang apakah sudah cukup untuk dianalisa lebih lanjut. Data yang ada kemudian disusun dan diurutkan dalam pengerjaannya

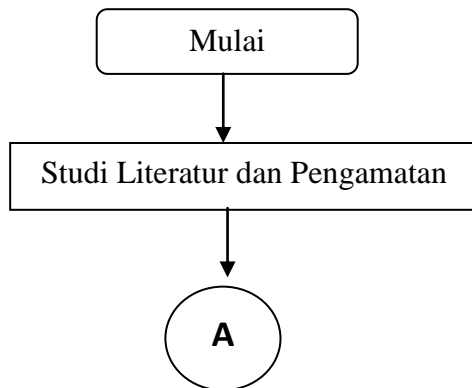
3.4 Perhitungan

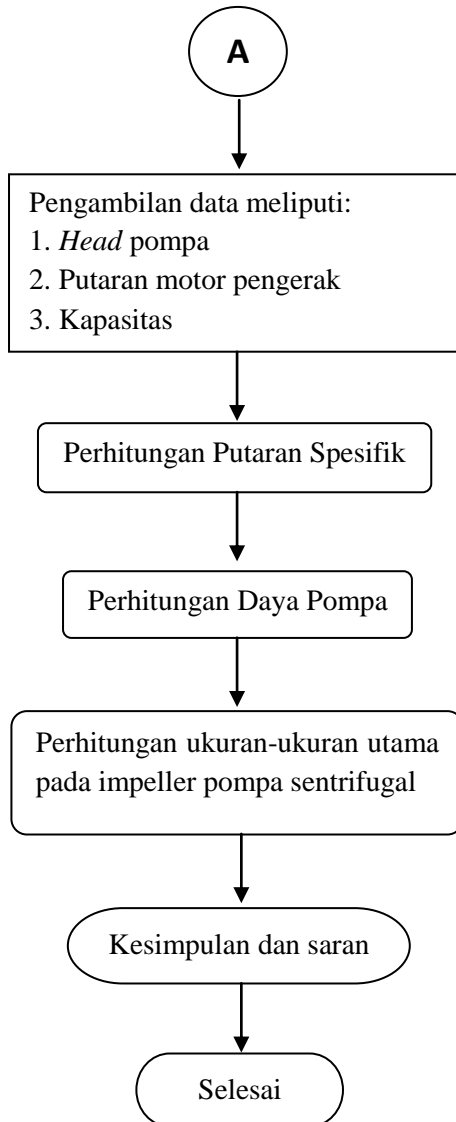
Tahap ini merupakan tahap paling utama dimana data yang diperoleh akan digunakan dalam analisa perhitungan dimensi-dimensi utama pada impeller serta casing volute pada pompa sentrifugal.

3.5 Flow Chart

Adapun langkah-langkah dalam penulisan tugas akhir ini pada diagram alir berikut :

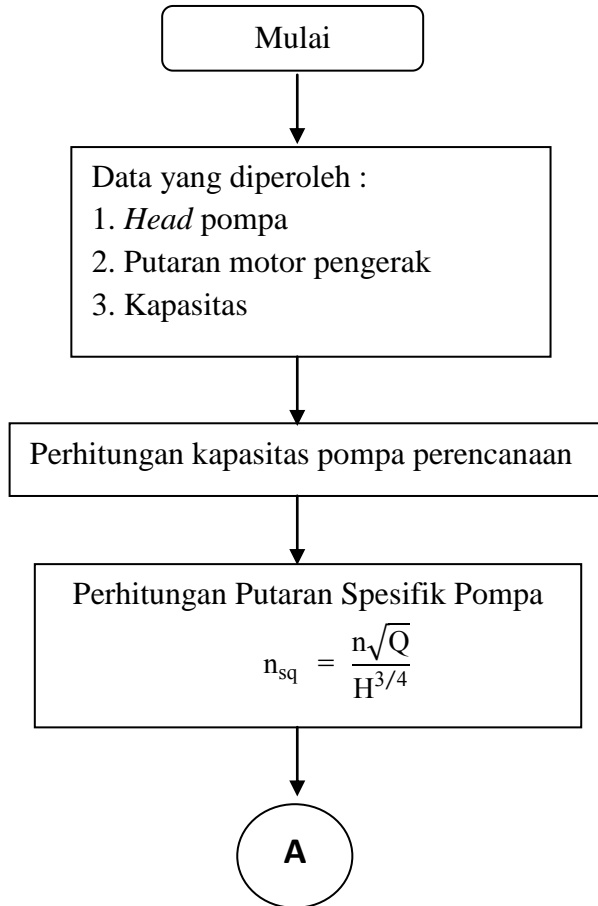
Diagram Alir Urutan Pengerjaan Tugas Akhir

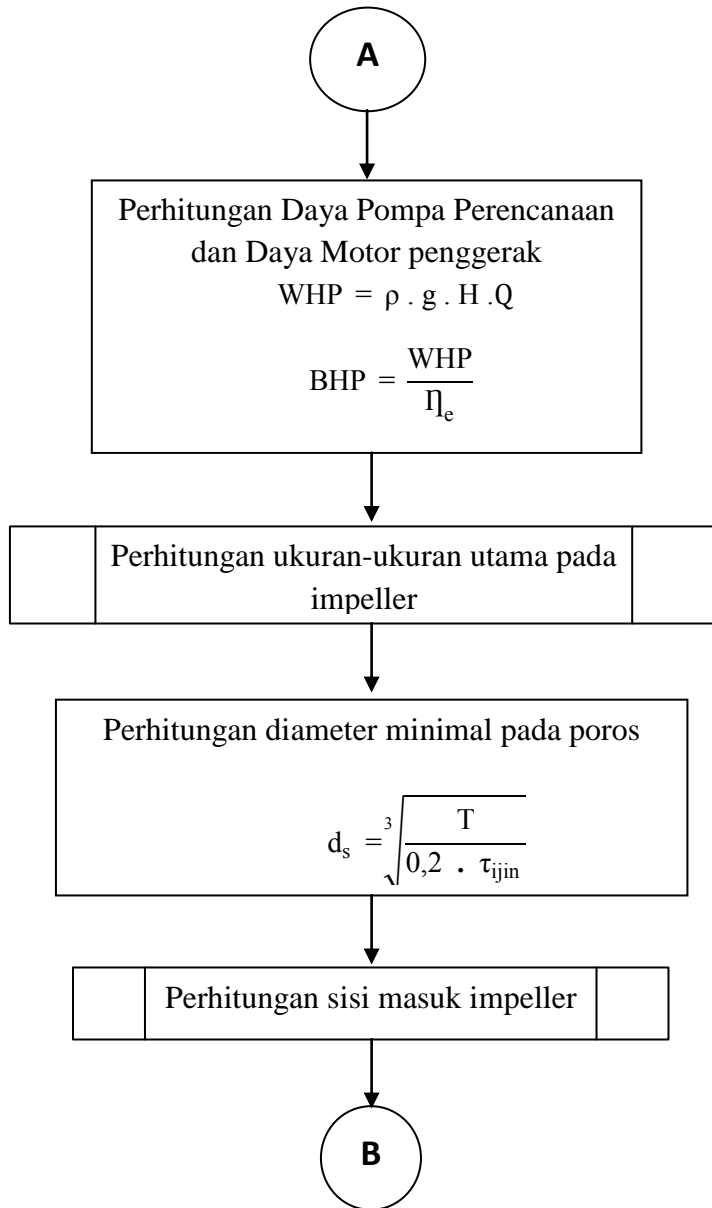


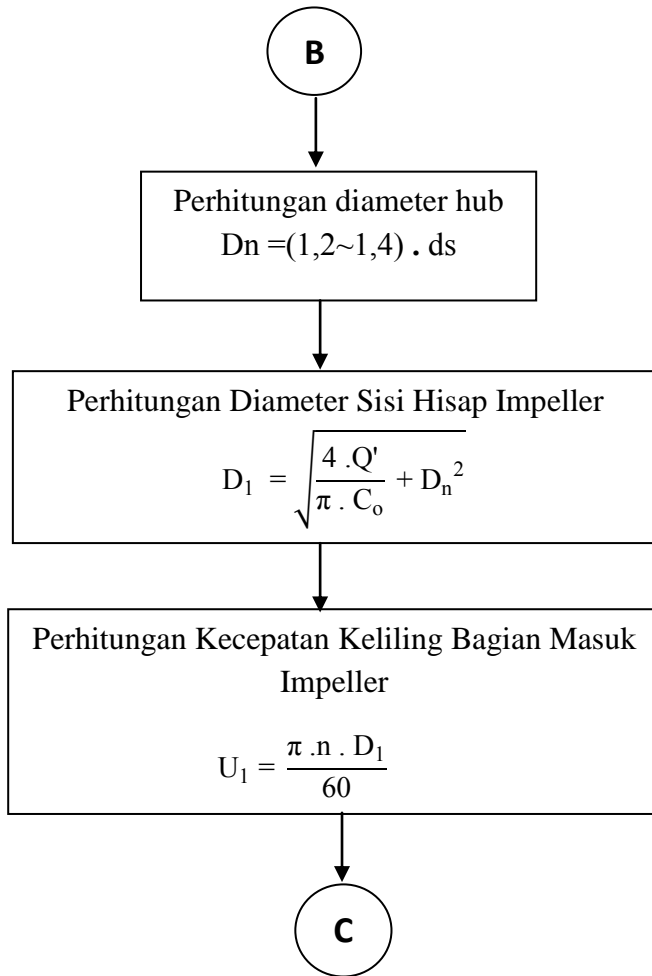


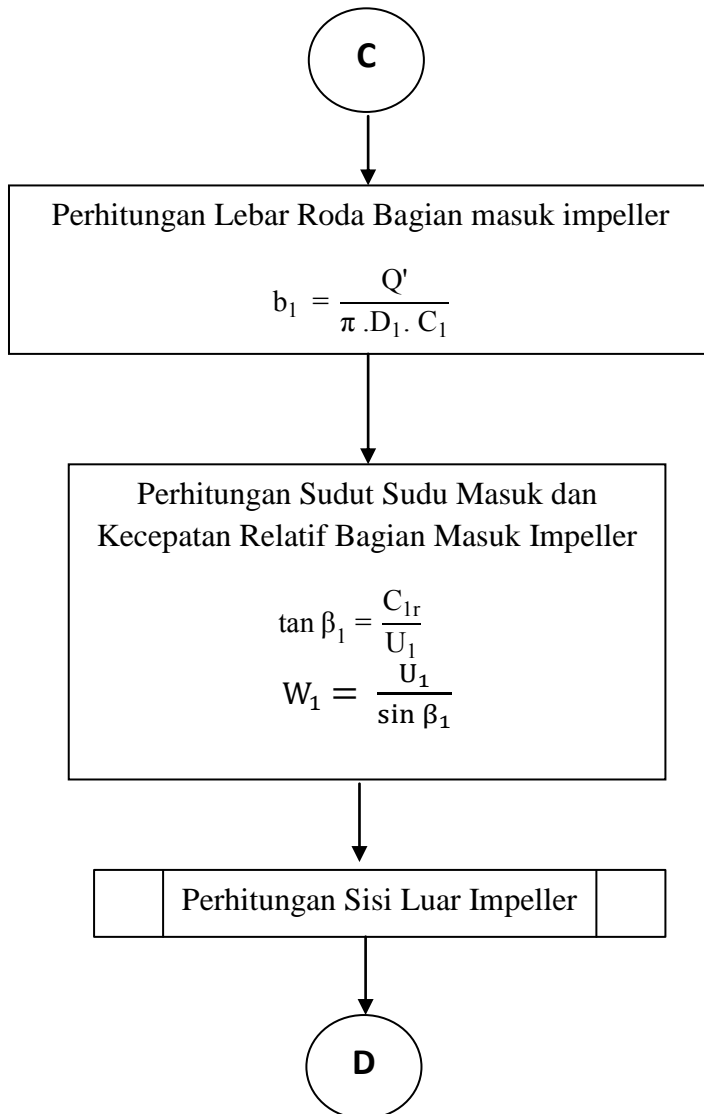
Gambar 3.1 Diagram Alir Urutan Pengerjaan Tugas Akhir

Diagram Alir Perencanaan Bentuk Impeller Pompa Sentrifugal









D

Kecepatan keluar absolute ke arah radial

$$C_{2r} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

kecepatan keliling sisi keluar impeller

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left[\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right]^2 + H_{th} \cdot (1 + C_p) \cdot g}$$

Perhitungan Diameter Luar Impeller

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}$$

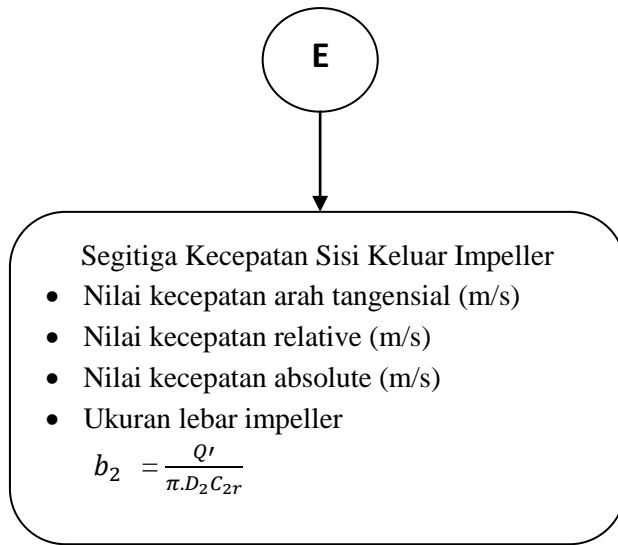
Perhitungan Jumlah Sudu Impeller

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \beta_m$$

Koreksi *Pfleider*

$$C_p = 2 \cdot \frac{\varphi_2}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

E



Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Bentuk
Impeller Pompa Sentrifugal

Halaman sengaja dikosongkan

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

4.1 Pemilihan Jenis dan Tingkat Impeler pada Pompa

Dalam menentukan tipe impeller dari suatu pompa harus diketahui dahulu putaran spesifik dari pompa tersebut. Kecepatan spesifik adalah suatu istilah yang dipakai untuk memberikan klasifikasi impeller yang berdasarkan prestasi dan proporsinya tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan dimana pompa itu beroperasi.

Dalam perencanaan impeler dan *casing volute* pompa sentrifugal data awal yang digunakan adalah sebagai berikut :

- Fluida kerja : Air bersih
- Temperatur fluida : 30°
- *Head* : 95 m
- Kapasitas (Q) : 100 lt/det
- Putaran (n) : 1450 rpm

Untuk menghitung kecepatan pada pompa yang akan direncanakan dapat menggunakan persamaan rumus sebagai berikut.

Putaran spesifik kinematik :

$$\begin{aligned}n_{sq} &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \\&= \frac{1450 \cdot \sqrt{100 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ lt}}}}{(95\text{m})^{3/4}} \\&= 15,06 \text{ (roda tekanan tinggi)}\end{aligned}$$

Putaran spesifik dinamik :

$$n_{sp} = n \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot Q}{75 \cdot (H)^{3/2}}}$$

$$= 1450 \cdot \sqrt{\frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{75 \cdot (95\text{m})^{3/2}}}$$

$$= 54,904$$

4.2 Perhitungan Daya Motor Penggerak

Daya Pompa :

Tabel 4.1 Sifat-sifat Fisik air

Temperatur (°C)	Kerapatan (kg/l)	Viskositas kinematik (m ² /s)	Tekanan uap jenuh (kgf/cm ²)
0	0,9998	1,792 × 10 ⁻⁶	0,00623
5	1,0000	1,520	0,00889
10	0,9998	1,307	0,01251
20	0,9983	1,004	0,02383
30	0,9957	0,801	0,04325
40	0,9923	0,658	0,07520
50	0,9880	0,554	0,12578
60	0,9832	0,475	0,20313
70	0,9777	0,413	0,3178
80	0,9716	0,365	0,4829
90	0,9652	0,326	0,7149
100	0,9581	0,295	1,0332
120	0,9431	0,244	2,0246
140	0,9261	0,211	3,685
160	0,9073	0,186	6,303
180	0,8869	0,168	10,224
200	0,8647	0,155	15,855
220	0,8403	0,150	23,656
240	0,814	0,136	34,138
260	0,784	0,131	47,869
280	0,751	0,128	65,468
300	0,712	0,127	87,621

Catatan: 1 atm = 101,3 kPa 1 kgf/cm² = 98,1 kPa

$$\text{WHP} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

$$= 995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 95 \text{ m} \cdot 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$= 92,69 \text{ kW}$$

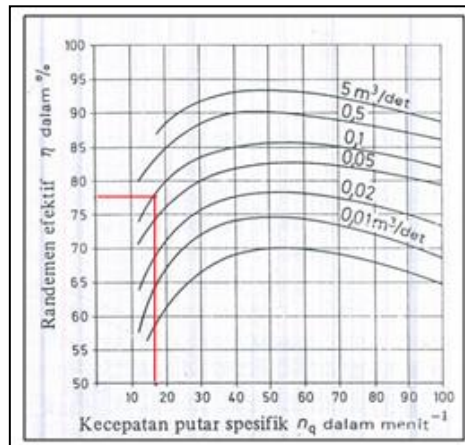
Daya Motor Penggerak :

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_e}$$

$$= \frac{92,69 \text{ kW}}{0,78}$$

$$= 118,83 \text{ kW}$$

Untuk harga dari η_e dapat diperoleh dari hasil perkalian ($\eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v$) atau juga dapat ditentukan dengan menggunakan gambar dari Randemen efektif sebagai berikut.



Gambar 4.1 Randemen efektif vs kecepatan putar spesifik

4.3 Ukuran-ukuran Utama Pada Impeller Pompa Sentrifugal

4.3.1 Perhitungan Diameter Poros

Besarnya diameter poros dapat dihitung dengan menempatkan harga tegangan torsi yang paling kecil yang diijinkan.

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\&= \frac{2 \cdot \pi \cdot 1450}{60} \\&= 151,76 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\T &= \frac{\text{BHP} \cdot f_c}{\omega} \\&= \frac{118230 \frac{\text{Nm}}{\text{det}} \cdot 1,2}{151,76 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} \\&= 934,87 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Setelah harga T telah dihasilkan maka perhitungan diameter poros dapat dilakukan dengan merencanakan material poros. Dalam hal ini material poros yang dipilih adalah “Baja Khrom Nikel JIS64102 (SNC2)” dengan kekuatan tarik $\sigma = 85 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$. Sedangkan faktor keamanan yang digunakan adalah sebagai berikut :

- Sf_1 = Faktor keamanan yang tergantung jenis bahan poros
= 6,0 untuk bahan baja karbon kontruksi mesin (S-C)
- Sf_2 = Faktor keamanan yang tergantung bentuk poros (1,3~3,0)

$$\begin{aligned}
 \tau_{ijin} &= \frac{\sigma}{sf_1 \cdot sf_2} \\
 &= \frac{85 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{6 \cdot 2} \\
 &= 7,083 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 9,8 \frac{\text{N}}{\text{kgf}} \\
 &= 69,413 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Diameter Poros :

$$\begin{aligned}
 d_s &= \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot \tau_{ijin}}} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{934,87 \text{ Nm} \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}}{0,2 \cdot 69,413 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \\
 &= 40,685 \text{ mm} \rightarrow dw = 50 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter Diameter Hub (D_n) :

$$\begin{aligned}
 D_n &= (1,2 \sim 1,5) \cdot dw \\
 &= 1,3 \cdot 50 \text{ mm} \\
 &= 65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Sisi Masuk Impeller

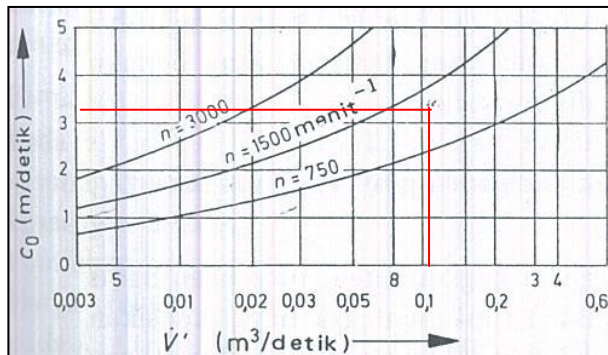
4.3.2.1 Diameter Mata Impeller

Untuk memperoleh kapasitas air yang dikeluarkan *impeller* seharusnya lebih besar dari kapasitas pompa. Jumlah aliran total melalui *impeller* adalah jumlah kebocoran ditambah jumlah aliran yang direncanakan dikeluarkan pompa.

$$Q' = (1,02 \sim 1,05) \cdot Q$$

$$= 1,02 \cdot 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{det}}$$

$$= 0,102 \frac{\text{m}^3}{\text{det}}$$



Gambar 4.2 Harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap yang diijinkan

Dari grafik, diperoleh harga dari $C_0 = 3,4 \text{ m/det}$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_0}} + D_n^2$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,102 \frac{\text{m}^3}{\text{det}}}{\pi \cdot 3,4 \frac{\text{m}}{\text{det}}} + (0,065 \text{ m})^2}$$

$$= 0,206 \text{ m}$$

4.3.2.2 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeller dan Sudut Sisi Masuk (β_1)

Untuk menentukan nilai dari sudut sisi masuk impeller perlu dilakukan perhitungan kecepatan keliling sisi masuk dan kecepatan absolut sisi masuk dengan menggunakan persamaan berikut :

Kecepatan keliling sisi masuk impeller

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60}$$

$$= \frac{\pi \cdot 1450 \cdot 0,206 \text{ m}}{60}$$

$$= 15,63 \frac{\text{m}}{\text{det}}$$

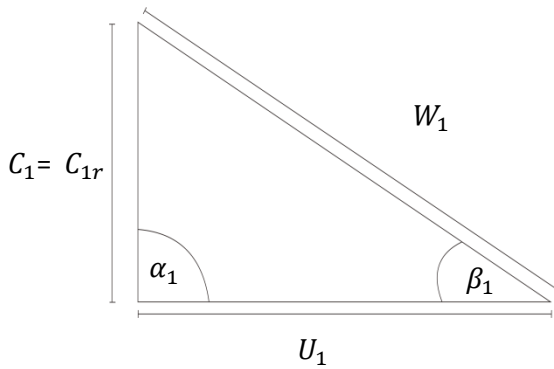
Fluida kerja diasumsikan masuk impeller secara radial sehingga sudut absolut (α_1) = 90° , sehingga nilai dari $C_{1r} = C_1$

Kecepatan absolute sisi masuk impeller

$$C_1 = (1,1 \sim 1,3) \cdot C_o$$

$$= 1,3 \cdot 3,4 \text{ m/det}$$

$$= 4,42 \text{ m/det}$$



Gambar 4.3 Segitiga Kecepatan Masuk Impeller.

Sudut sisi masuk impeller :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1r}}{U_1}$$

$$= \frac{4,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{15,63 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\beta_1 = 15,79^\circ \text{ (Menenuhi, } (\beta_1 = 15^\circ \sim 30^\circ) \text{)}$$

Kecepatan relatif sisi masuk

$$\begin{aligned} W_1 &= \sqrt{C_1^2 + U_1^2} \\ &= \sqrt{4,42^2 + 15,63^2} \\ &= 16,24 \frac{\text{m}}{\text{det}} \end{aligned}$$

Tabel 4.2 Data Perhitungan Segitiga Kecepatan Sisi Masuk

Notasi	Nilai	Satuan
U_1	15,63	$\frac{m}{det}$
C_1	4.42	$\frac{m}{det}$
W_1	16,24	$\frac{m}{det}$
α_1	90	°
β_1	15,79	°

4.3.3 Lebar Laluan Pada Sisi Masuk (b_1)

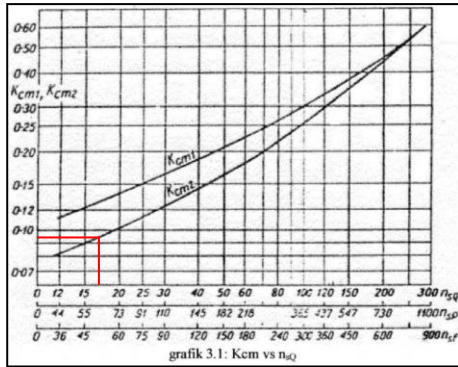
Lebar impeller pada sisi masuk dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 b_1 &= \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot C_1} \\
 &= \frac{0,102 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,206 \text{ m} \cdot 4,42 \frac{m}{s}} \\
 &= 0,0356 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Sisi Keluar Impeller

4.3.4.1 Kecepatan Absolute ke Arah Radial ($C_{m2} = C_{2r}$) dan Sudut Keluar (β_2)

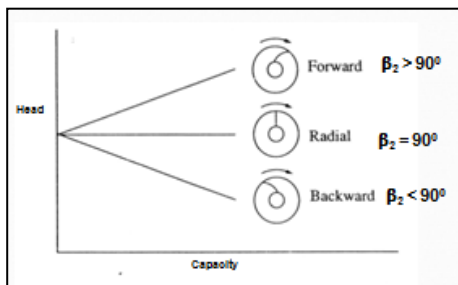
Untuk mendapatkan nilai kecepatan kecepatan absolut ke arah radial diperlukan nilai dari K_{cm2} yang didapatkan dari grafik berikut :



Gambar 4.4 Grafik K_{cm} vs n_{sq}

$$\begin{aligned}
 C_{2r} &= K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \\
 &= 0,096 \sqrt{2 \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot 95 \text{ m}} \\
 &= 4,14 \frac{\text{m}}{\text{det}}
 \end{aligned}$$

Keoptimalan prestasi pompa direncanakan sudut keluar (β_2) = 38° . Terlebih dahulu dicari *Head* teoritik pompa sentrifugal



Gambar 4.5 Arah putaran impeller berdasarkan besar sudut keluar

n_{sq}	10	15	20	30	50	100
η_h	0,86	0,91	0,94	0,96	0,97	0,98

Untuk menentukan nilai dari η_h dari $n_{sq} = 15,06$ dilakukan interpolasi yaitu sebagai berikut :

$$\frac{\eta_h - \eta_{15}}{\eta_{20} - \eta_{15}} = \frac{15,06 - 15}{20 - 15}$$

$$\frac{\eta_h - 0,91}{0,94 - 0,91} = \frac{15,06 - 15}{20 - 15}$$

$$\eta_h = 0,913$$

Setelah didapat nilai dari η_h maka harga dari H_{th} dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h} = \frac{95 \text{ m}}{0,913} = 104,05 \text{ m}$$

Diasumsikan koreksi *pfleider* ($1 + C_p = 1,3$), sehingga kecepatan keliling sisi keluar impeller dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left[\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right]^2 + H_{th} \cdot (1 + C_p) \cdot g} \\ &= \frac{4,14 \frac{\text{m}}{\text{det}}}{2 \tan 38^\circ} + \sqrt{\left[\frac{4,14 \frac{\text{m}}{\text{det}}}{2 \tan 38^\circ} \right]^2 + 106,12 \text{ m} \cdot 1,3 \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{det}^2}} \\ &= 39,103 \frac{\text{m}}{\text{det}} \end{aligned}$$

4.3.4.2 Diameter Luar Impeller

Setelah nilai dari kecepatan keliling bagian keluar didapatkan maka perhitungan selanjutnya yaitu menentukan nilai dari diameter luar dengan menggunakan persamaan berikut.

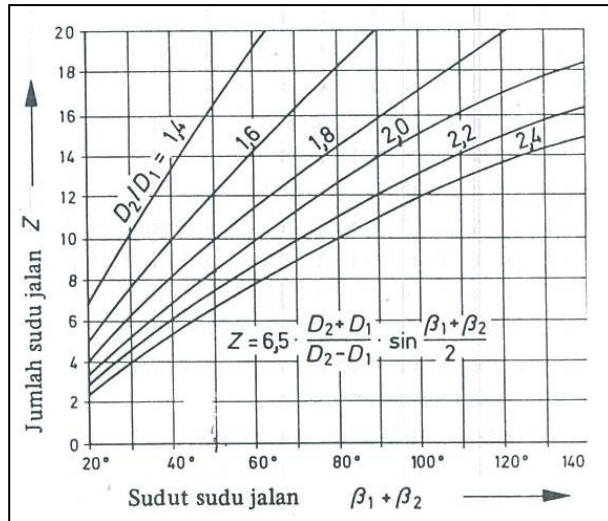
$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{60 \cdot 39,103 \frac{\text{m}}{\text{det}}}{\pi \cdot 1450} \\ &= 0,515 \text{ m} \end{aligned}$$

4.3.4.3 Sudu-sudu Impeller

Perhitungan jumlah sudu impeller :

$$\begin{aligned} z &= 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= 6,5 \cdot \frac{515 + 206}{515 - 206} \cdot \sin \frac{15,79 + 38}{2} \\ &= 6,86 \approx 7 \end{aligned}$$

Penentuan jumlah sudu pada impeller juga dapat menggunakan grafik sebagai berikut



Gambar 4.6 Jumlah sudu jalan untuk roda Pompa sentrifugal

Koreksi asumsi koreksi *pfleider* :

$$C_p = 2 \cdot \frac{\varphi_2}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

Dimana :

$$\varphi_2 = (1 \sim 1,2) \cdot (1 + \sin \beta_2) \cdot \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \text{ jika } \frac{D_2}{D_1} \leq 1,9$$

$$\varphi_2 = (0,55 \sim 0,68) + (0,6 + \sin \beta_2) \text{ jika } \frac{D_2}{D_1} > 1,9$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0,515}{0,206} = 2,5$$

$$\varphi_2 = (0,55 \sim 0,68) + (0,6 \cdot \sin \beta_2)$$

$$= 0,55 + (0,6 \cdot \sin 38^\circ) = 0,91$$

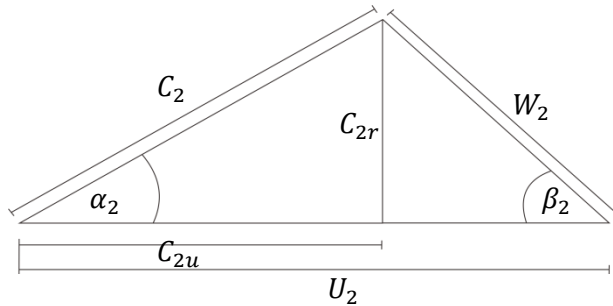
$$C_p = 2 \cdot \frac{0,91}{7} \cdot \frac{1}{1-0,43^2}$$

$$= 0,318 \approx 3$$

Perhitungan Jarak Pembagi Sudu :

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z} = \frac{206 \text{ mm} \cdot \pi}{7} = 92,4 \text{ mm}$$

4.3.4.4 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeller



Gambar 4.7 Segitiga kecepatan bagian Keluar

Kecepatan keluar absolute kearah tangensial :
 Nilai k dapat diperoleh dari Lampiran 1

$$C_{2u} = \frac{H \cdot g}{U_2 \cdot \eta_h \cdot k}$$

$$= \frac{95 \text{ m} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{det}^2}}{39,103 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,913 \cdot 0,8}$$

$$= 32,59 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kecepatan keluar relative dengan referensi benda yang bergerak :

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{2r}}{w_2}$$

$$w_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2}$$

$$= \frac{4,14 \frac{\text{m}}{\text{det}}}{\sin 38^\circ}$$

$$= 6,72 \frac{\text{m}}{\text{det}}$$

Kecepatan keluar absolute dengan referensi benda yang diam :

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$$

$$= \sqrt{32,59^2 + 4,14^2}$$

$$= 32,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Sudut keluar fluida :

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = \frac{4,14}{32,85}$$

$$\alpha_2 = 7,18^\circ$$

Tabel 4.3 Data Perhitungan Segitiga Kecepatan Sisi Keluar

Notasi	Nilai	Satuan
C_{2r}	4,14	$\frac{m}{det}$
C_{2u}	32,59	$\frac{m}{det}$
U_2	39,103	$\frac{m}{det}$
C_2	32,85	$\frac{m}{det}$
W_2	6,72	$\frac{m}{det}$
α_2	7,18	°
β_2	38	°

4.3.5 Lebar Laluan Pada Sisi Keluar (b_2)

Lebar impeller pada sisi keluar dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 b_2 &= \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2r}} \\
 &= \frac{0,102 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0,515 \text{ m} \cdot 4,14 \frac{m}{s}} \\
 &= 0,016 \text{ m}
 \end{aligned}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan pada perencanaan ini adalah sebagai berikut :

1. Dari perhitungan nilai kecepatan spesifik (n_{sq}) sebesar 15,06 sehingga bentuk atau jenis *impeller* yang digunakan adalah roda tekanan tinggi dengan arah putaran secara *backward*.
2. Dari hasil perhitungan daya motor dengan *head* sebesar 95 m dan kapasitas sebesar $0,1 \frac{m^3}{det}$ didapatkan hasil sebesar 118,83 kW
3. Hasil dari perhitungan dan perencanaan dimensi-dimensi utama *impeller* didapatkan sebagai berikut :

- Diameter poros	: 50 mm
- Diameter hub	: 65 mm
- Diameter mata <i>impeller</i>	: 206 mm
- Diameter luar <i>impeller</i>	: 515 mm
- Lebar <i>impeller</i> pada sisi masuk	: 35,6 mm
- Lebar <i>impeller</i> pada sisi keluar	: 16 mm
- <i>Inlet fluid angle</i> (α_1),	: 90°
- <i>Outlet fluid angle</i> (α_2)	: $7,18^\circ$
- <i>Inlet blade angle</i> (β_1)	: $15,79^\circ$

- *Outlet blade angle* (β_2), : 38°
- Jumlah sudu *impeller* : 7

5.2. Saran

Saran yang dapat diberikan pada perancangan *impeller* pompa sentrifugal adalah sebagai berikut :

1. Pada perancangan selanjutnya diharapkan dapat menganalisa hasil rancangan *volute* dalam analisa perhitungan untuk semakin menyempurnakan penelitian yang telah dilakukan.
2. Pada perancangan yang selanjutnya diharapkan untuk parameter yang diperhatikan adalah penggunaan fluida kerja, putaran motor dan *head* yang lebih bervariasi sehingga dapat dijadikan sebagai acuan dan perbandingan dengan tugas akhir yang sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*.
Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa
Rusia. Moscow: Peace Publishers.

Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc

Lazarkiewicz, S., and Troskolanski, A. 1965. *Impeller Pumps*.
Pergamon Press Ltd, New York.

Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta :
PT Pradnya Paramita.

[1] <https://gandasulistiyo.wordpress.com/tag/displacement-pump/>

[2] <http://sanfordlegenda.blogspot.com/2013/11/Diaphragm-Pumps-Pompa-diafragma.html>

[3] <http://www.pumpschool.com/principles/>

[4] <http://java-borneo.blogspot.com/2011/05/screw-pump.html>

[5] <http://abset.com/lawrence-pumps/>

[6] <http://jakartapiranti.com/wp-content/uploads/2015/03/>

[7] <https://www.klikteknik.com/blog/kelebihan-dan-kekurangan-pompa-sentrifugal.html>

[8] <http://www.fueldump.co.uk/blog/water-pumps-explained/>

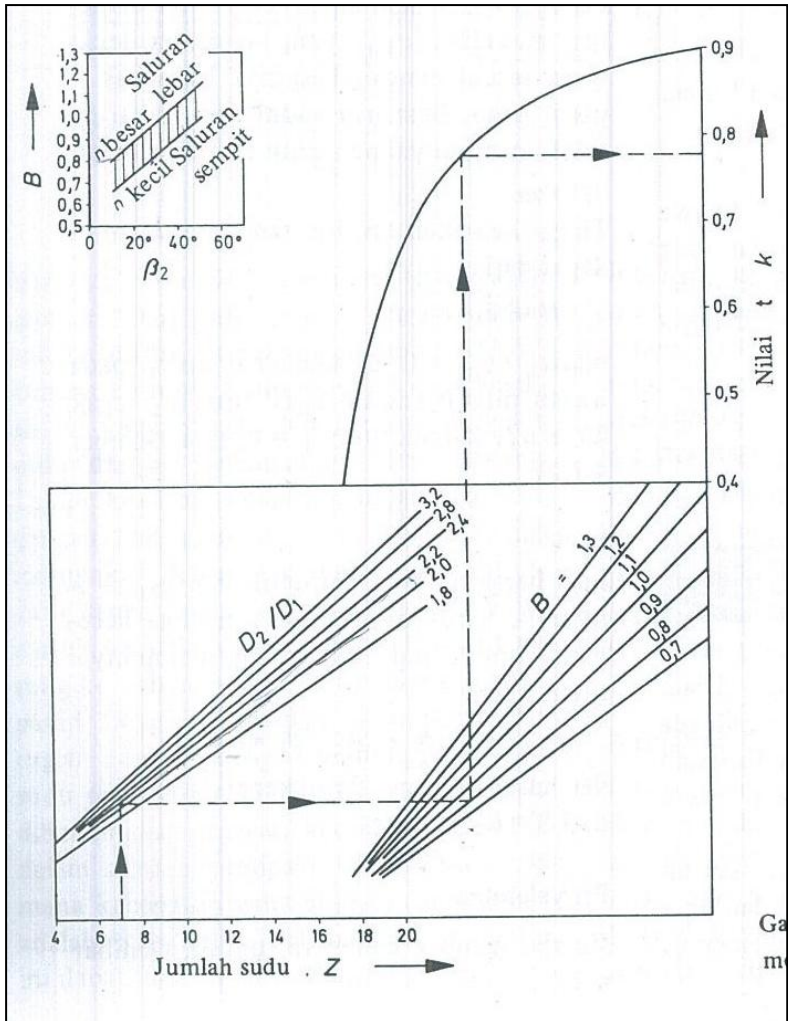
[9] <http://ridomanik.blogspot.com/2013/06/prinsip-kerja-pompa-sentrifugal.html>

[10] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor*, Alih Bahasa.

- [11] Jurnal Teknik Pomits Vol.2, No.2, (2013) ISSN: 2301-9271
- [12] K.M. Srinivasan. 2008. *Rotodynamic pump (Centrifugal pump)*. Coimbatore. New Age International Publisher.
- [13] Church, Austin H, "*Pompa dan Blower Sentrifugal*" diterjemahkan oleh Zulkifli Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1993.

Lampiran 1

Monogram untuk menentukan harga k



Lampiran 2

Baja paduan untuk poros

Standard dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G 4102)	SNC 2 SNC 3 SNC 21 SNC 22	Pengerasan kulit Pengerasan kulit	85 95 80 100
Baja Baja chrom nikel Molibden (JIS G 4103)	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM 22 SNCM 23 SNCM 25	Pengerasan kulit Pengerasan kulit Pengerasan kulit	85 95 100 105 90 100 120
Baja Khrom (JIS G 4104)	SCr 3 SCr 4 SCr 5 SCr 21 SCr 22	Pengerasan kulit Pengerasan kulit	90 95 100 80 85
Baja Khrom Molibden (JIS G 4105)	SCM 2 SCM 3 SCM 4 SCM 5 SCM 21 SCM 22 SCM 23	Pengerasan kulit Pengerasan kulit Pengerasan kulit	85 95 100 105 85 95 100

Lampiran 3

Pompa *double speed* dan spesifikasi motor penggerak
di Unit IPA Plosowahyu PDAM Lamongan



Lampiran 4
Data Resevoir PDAM Lamongan

NO.	URAIAN	VOLUME	7
1	Ground IPA I Babat	750 M3	1980
2	Ground Unit Deket	15 M3	1983
3	Ground Unit Made	250 M3	1990
4	Ground Booster pump Lamongan	750 M3	1991
5	Ground IPA II Babat	750 M3	1994
6	Ground WTP Waduk Gondang	48 M3	1996
7	Ground Unit Kembangbahu	180 M3	1996
8	Ground Unit Sukodadi	173 M3	2001
9	Ground Veteran	300 M3	2006

Lamiran 5
Data Menara Air PDAM Lamongan

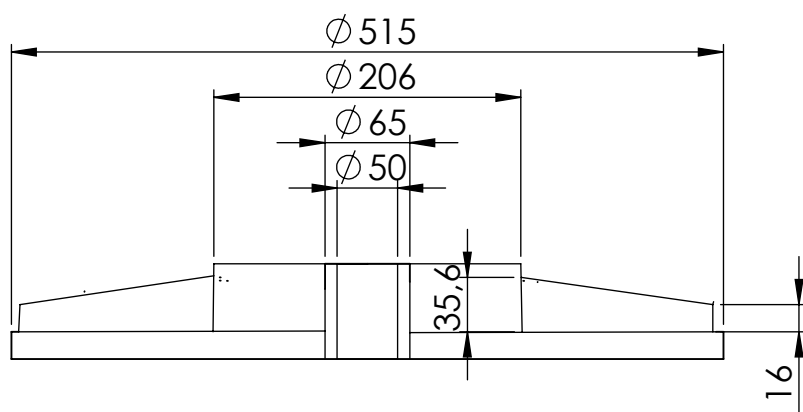
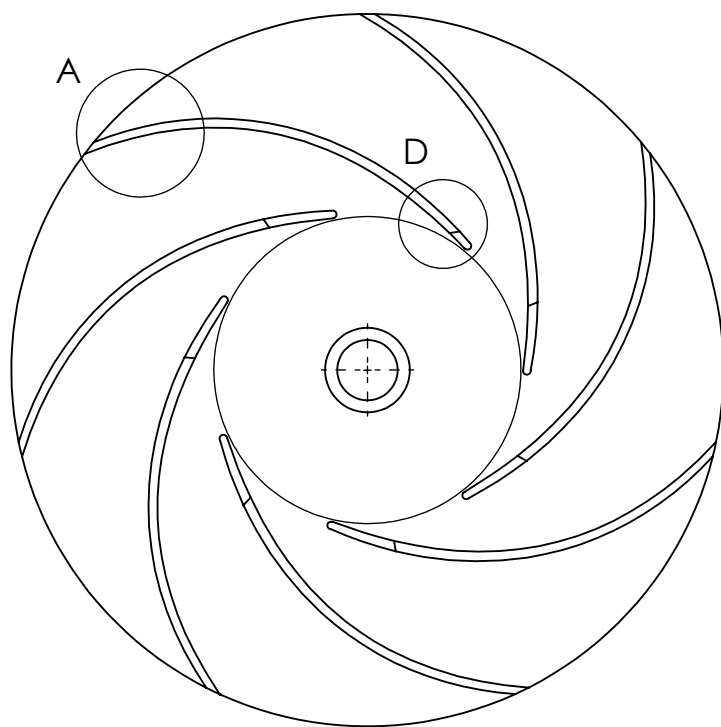
NO.	URAIAN	VOLUME	TAHUN
1	Kantor PDAM Lamongan	250 M3	1990
2	Alun-alun Lamongan	200 M3	1924

Lampiran 6
Data PLN PDAM Lamongan

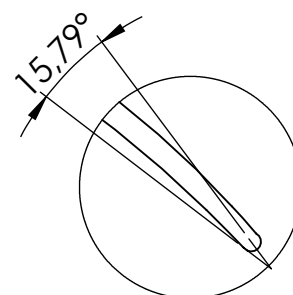
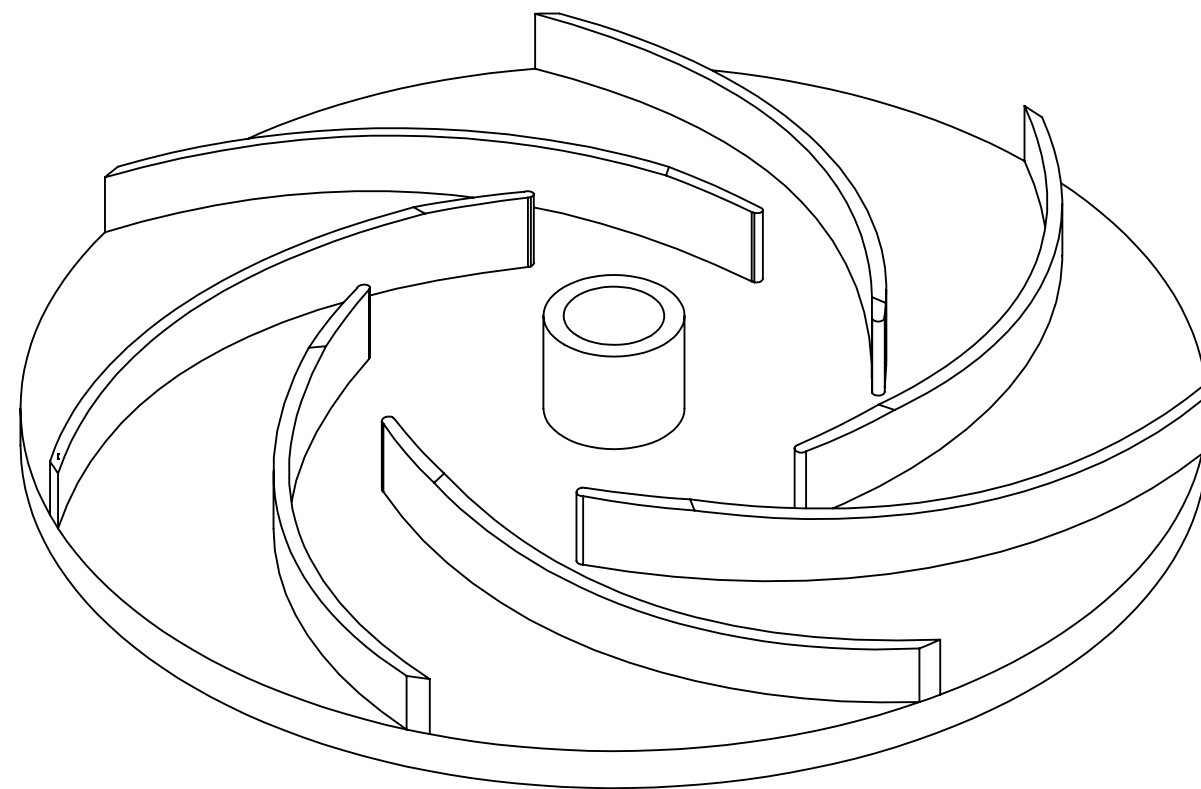
NO.	URAIAN	KVA	KET.
1	Booster Lamongan	197,000	
2	Booster Sukodadi	240,000	
3	WTP Gondang	41,500	
4	IPA Babat	105,000	
5	IPA Babat	345,000	
6	Intake Babat	41,500	
7	Sumur Bor Blimbing	41,000	
8	Intake Babat	345,000	
9	Intake Tanggul Babat	240,000	
10	Booster Kembangbahu	23,000	
11	Booster Made	33,000	
12	Booster Veteran	33,000	
13	IPA Plosowahyu	197,000	
14	Sumur Bor Lohgung	13,200	

Lampiran 7
Bangunan Reservoir Tahun 2014

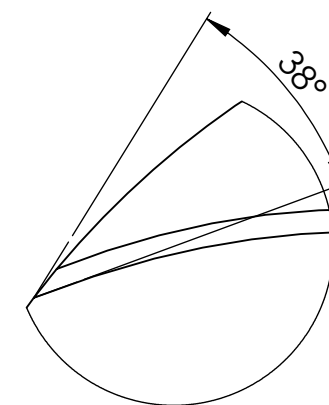
NO	URAIAN	JUMLAH TANDON / RESERVOIR	KAPASITAS (M3)
A	DARI SUMBER/AIR PERMUKAAN		
1	Ground IPA I Babat	1	750
2	Ground IPA II Babat	1	750
3	Ground Bouster pump Lamongan	1	750
4	Ground Unit Made	1	250
5	Ground Bouster pump Sukodadi	1	173
6	Ground Veteran	1	300
7	Ground Deket	1	15
B	DARI SUMUR DALAM	-	-
C	WADUK		
1	Ground WTP Waduk Gondang	1	48
2	Ground Unit Kembangbahu	1	180
	TOTAL	9	3216




SKALA 1 : 5

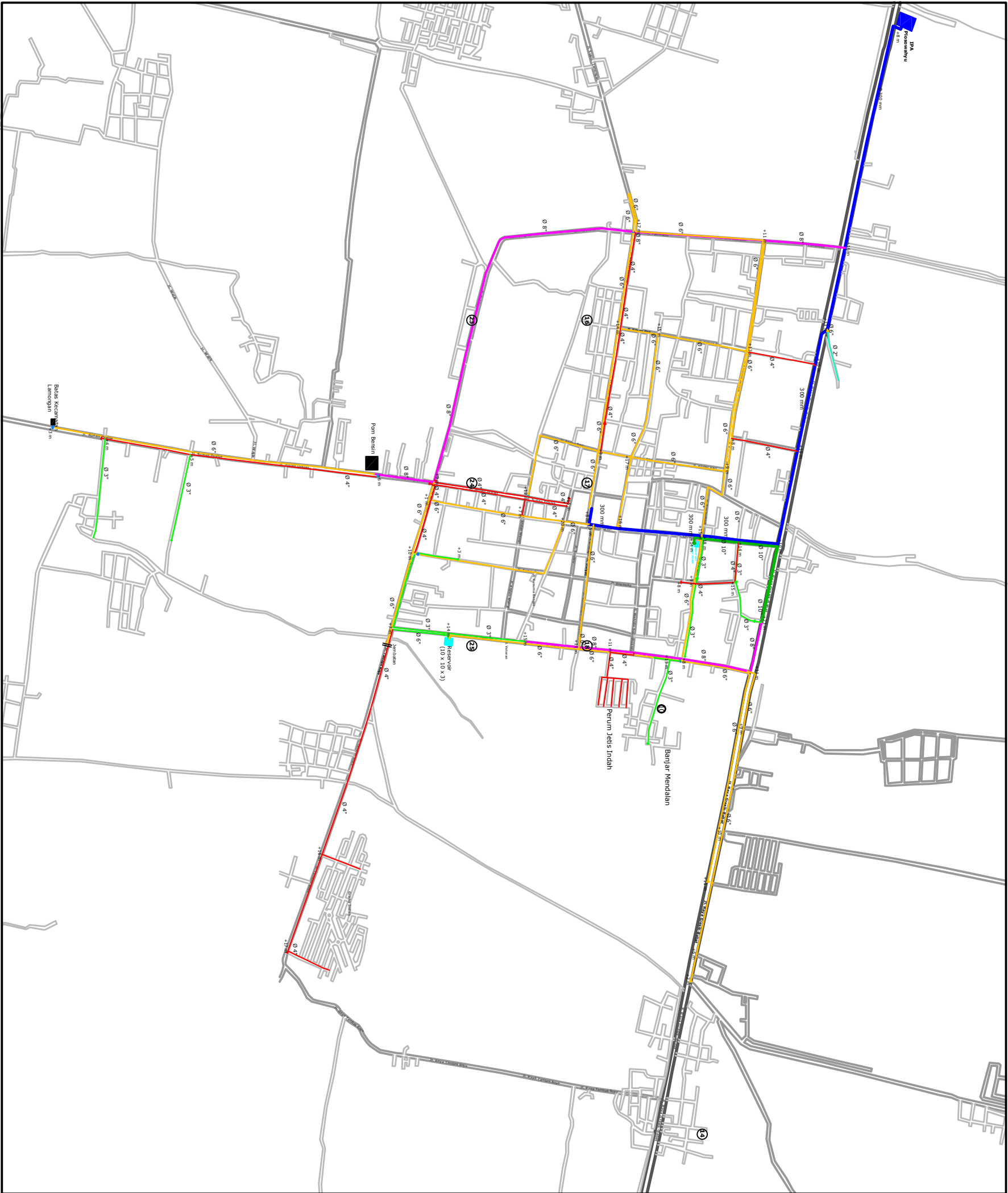


DETAIL D
SCALE 1 : 2



DETAIL A
SCALE 1 : 2

	SKALA :	DIGAMBAR : WAHYU GIANT S U	KETERANGAN :		
	UKURAN : mm	NRP : 10211500000025			
	TANGGAL : 08-07-18	DILIHAT : DEDY ZULHIDAYAT N			
D3 MESIN ITS		IMPELLER CENTRIFUGAL PUMP		NO	A3



: Pipa 12" (300 mm)

: Pipa 10" (250 mm)

: Pipa 8" (200 mm)

: Pipa 6" (150 mm)

: Pipa 4" (100 mm)

: Pipa 3" (75 mm)

: Pipa 2" (50 mm)

KETERANGAN

SKALA

0

0,25

0,5

1

2 Km

ARAH MATA ANGIN

B

T

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kota Lamongan, 19 Februari 1997, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Pembangunan, SDN Plumpang , SMP Negeri 1 Pucuk, dan SMA Negeri 1 Lamongan. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2115 030 025. Konversi

Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Staff HUMAS HMDM FV-ITS Periode 2016-2017. PT PETROKIMIA GRESIK merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 1 Juni s/d 30 Juni 2017 di Pabrik III Bagian *Maintenance*.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015). Selain pelatihan penulis juga aktif dalam kegiatan keolahragaan.

Email: wahyugiant19@gmail.com